

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

Dynamické vyvážení mechanismu kompresoru

The Dynamic Balancing of the Compressor Mechanism

Student:

Juraj Hronček

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Ostrava 2019

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra aplikované mechaniky

Zadání bakalářské práce

Student:

Juraj Hronček

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma:

Dynamické vyvážení mechanismu kompresoru
The Dynamic Balancing of the Compressor Mechanism

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teorie vyvažování
3. Dynamické vyvážení klikové hřídele
4. Analýza dynamického chování mechanismu
5. Optimalizace hmotových parametrů
6. Vyhodnocení a závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

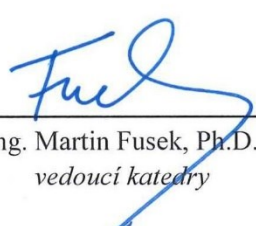
- [1] Brousil, J., Slavík, J., Zeman, V. : Dynamika. SNTL, Praha, 1989.
- [2] Juliš, K., Brepta, R. : Mechanika II. díl, dynamika. SNTL, Praha, 1987.
- [3] Bittnar, Z., Řeřicha, P. : Metoda konečných prvků v dynamice konstrukcí. SNTL, Praha, 1981.
- [4] Thomson, W.T., Dahleh, M.D. : Theory of Vibration with Applications. Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1998. ISBN 0-13-651068-X

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


Ing. Martin Fusek, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Miestoprísasžné prehlásenie študenta

Prehlasujem, že som celú bakalársku prácu vrátane príloh vypracoval samostatne pod vedením vedúceho bakalárskej práce a uviedol som všetky použité podklady a literatúru.

V Ostrave dňa 20. mája 2019.



.....
Podpis študenta

Pod'akovanie

V prvom rade by som sa chcel pod'akovať doc. Ing. Jiřímu Podešvovi, Ph.D. za odborné vedenie pri vypracovaní tejto práce a za ochotu a nadšenie pri riešení problémov, ktoré sa počas vypracovávania naskytli. Ďakujem taktiež rodine a blízkym za podporu a dôveru v každom čase.

Prehlasujem, že:

- som si vedomý, že na túto moju bakalársku prácu sa plne vzťahuje zákon č.121/2000 Zb., zákon o práve autorskom, o právach súvisiacich s právom autorským a o zmene niektorých zákonov (ďalej len Autorský zákon), najmä § 35 (Použitie diela v rámci občianskych či náboženských obradov alebo v rámci úradných akcií organizovaných orgánmi verejnej správy, v rámci školských predstavení a použitie diela školského) a § 60 (Školské dielo),
- beriem na vedomie, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (ďalej len „VŠB – TUO“) má právo použiť túto záverečnú bakalársku prácu nekomerčne ku svojej vnútornej potrebe (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- ak bude požadované, jeden výťah tejto bakalárskej práce bude uložený u vedúceho práce,
- s VŠB – TUO, v prípade záujmu z jej strany, uzavriem licenčnú zmluvu s oprávnením použiť dielo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- použiť toto svoje dielo, alebo poskytnúť licenciu k jeho využitiu, môžem iba so súhlasom VŠB – TUO, ktorá je oprávnená v takomto prípade odo mňa požadovať primeraný príspevok na úhradu nákladov, ktoré boli VŠB – TUO na vytvorení diela vynaložené (až do ich skutočnej výšky),
- beriem na vedomie, že podľa zákona č. 111/1998 Zb., o vysokých školách a o zmene a doplnení ďalších zákonov (zákon o vysokých školách), v znení neskorších predpisov – že tato bakalárska práca bude pred obhajobou zverejnená na pracovisku vedúceho práce, a v elektronickej podobe uložená a po obhajobe zverejnená v Ústrednej knižnici VŠB – TUO, a to bez ohľadu na výsledok jej obhajoby.

V Ostrave dňa 20. mája 2019.



Podpis študenta

Meno a priezvisko autora práce: Juraj Hronček

Adresa trvalého pobytu autora práce: Hlboké nad Váhom 300, 014 01 Bytča, Slovensko

ANOTÁCIA BAKALÁRSKEJ PRÁCE

HRONČEK, J. *Dynamické vyvážení mechanismu kompresoru : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2019, 67 s. Vedoucí práce: Podešva, J.

Bakalárska práca sa zaoberá vyvažovaním mechanizmu kompresoru. V úvode práce je definovaná teória vyvažovania, ktorá je aplikovaná na konkrétny typ kompresoru. Vyvažovanie prebieha v dvoch úrovniach. V prvej úrovni ide iba o statické i dynamické vyváženie kľukového hriadeľa. V druhej úrovni sa jedná o komplexné vyváženie, a to o celý mechanizmus kompresoru. Boli odvodené všetky základné parametre kľukového mechanizmu a následne všetky ich dynamické a silové účinky prenesené na skriňu kompresoru. Cieľom práce je minimalizovať práve tieto účinky pôsobiace na skriňu kompresoru, čo sa aj do značnej miery podarilo.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HRONČEK, J. *The Dynamic Balancing of the Compressor Mechanism : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2019, 67 p. Thesis head: Podešva, J.

The bachelor thesis is dealing with the balancing of the compressor mechanism. In the beginning of the work, the theory of balancing is defined, which is applied to a particular type of compressor. Balancing is carried out in two levels. In the first level, this is just about static and dynamic crankshaft balancing. The second level is a comprehensive balancing, namely the entire compressor mechanism. All the basic parameters of the crank mechanism were derived and consequently all of their dynamic and force effects transferred to the compressor housing. The aim of the work is to minimize these effects on the compressor housing, which has been largely successful.

Obsah

Zoznam použitých skratiek a symbolov	9
Úvod.....	13
1 Využitie, rozdelenie a výroba kompresorov	14
1.1 Výrobcovia kompresorov	15
1.1.1 Compressed GAS s.r.o.	15
1.1.2 ATMOS Chrást s.r.o.	16
1.1.3 ORLÍK-KOMPRESORY výrobní družstvo	18
2 Teória vyvažovania	19
2.1 Úvod do problematiky.....	19
2.2 Vyvažovanie rotujúcich súčastí.....	19
2.3 Vyvažovanie mechanizmov	20
2.4 Statické vyvažovanie.....	20
2.5 Dynamické vyvažovanie	21
2.6 Dynamické vyvažovanie reálnych telies	23
3 Zadanie	24
3.1 Schéma kompresoru 2 DSK 120	24
3.2 Zadané hodnoty	25
4 Dynamické vyvažovanie kľukového hriadeľa.....	26
4.1 Statické vyváženie.....	28
4.2 Dynamické vyváženie	29
4.3 Návrh a výpočet vyváženia	30
4.3.1 Návrh č. 1	30
4.3.2 Návrh č. 2	32
4.3.3 Návrh č. 3	33
4.3.4 Zhodnotenie	33
5 Analýza mechanizmu	34
5.1 Kinematika	34
5.1.1 Úloha polohy.....	36
5.1.2 Úloha rýchlostí.....	37
5.1.3 Úloha zrýchlení.....	38
5.2 Tlaky vo valcoch	39
5.2.1 1. fáza – stlačenie vzduchu vo valci I. stupňa.....	40
5.2.2 2. fáza – expanzia vzduchu z valca I. stupňa do valca II. stupňa	41
5.2.3 3. fáza – stlačenie vzduchu vo valci II. stupňa	42
5.2.4 Tlakové sily.....	42

5.3	Dynamické účinky	45
5.3.1	Kľukový hriadeľ – člen č. 2	45
5.3.2	Ojnica – člen č. 3	47
5.3.3	Piest – člen č. 4	49
5.4	Riešenie síl	50
5.4.1	Piest – člen č. 4	50
5.4.2	Ojnica – člen č. 3	52
5.4.3	Kľukový hriadeľ – člen č. 2	54
5.4.4	Skriňa kompresoru – člen č. 1	57
5.4.5	Pätky kompresoru	58
6	Optimalizácia.....	62
	Vyhodnotenie a záver	65
	Zoznam použitej literatúry.....	66

Zoznam použitých skratiek a symbolov

Symbol	Význam	Jednotka
a_c	zrýchlenie piestu čapu C.....	[m/s ²]
b	dĺžka ojnice.....	[mm]
b_o	ofrézovaná šírka vývažkov	[mm]
b_T	vzdialenosť ťažiska ojnice od čapu piestu C	[m]
d	priemer vŕtaných dier.....	[mm]
D_{xy}	deviačný moment zotrvačnosti pre osi x a y	[kg·mm ²]
D_{xz}	deviačný moment zotrvačnosti pre osi x a z	[kg·mm ²]
$D_{xznatočené}$	deviačný moment kľukového hriadeľa pre natočené osi.....	[kg·mm ²]
D_{yz}	deviačný moment zotrvačnosti pre osi y a z	[kg·mm ²]
$D_{yznatočené}$	deviačný moment kľukového hriadeľa pre natočené osi.....	[kg·mm ²]
d_1	priemer valca I. stupňa.....	[mm]
d_2	priemer valca II. stupňa	[mm]
D_{2n}	normálová d'Alembertova sila kľukového hriadeľa	[N]
D_{2t}	dotyková d'Alembertova sila kľukového hriadeľa.....	[N]
D_{3n}	normálová d'Alembertova sila ojnice	[N]
D_{3p}	posuvná d'Alembertova sila ojnice	[N]
D_{3t}	dotyková d'Alembertova sila ojnice.....	[N]
D_4	posuvná d'Alembertova sila pôsobiaca na piest.....	[N]
e	excentricita.....	[m]
F_{OD}	odstredivá sila.....	[N]
F_{sx}	celkový priebeh síl v skrini kompresoru v smere osi x	[N]
F_{sxMAX}	maximálna sila skrine kompresoru v smere osi x	[N]
F_{sy}	celkový priebeh síl v skrini kompresoru v smere osi y	[N]
F_{syMAX}	maximálna sila skrine kompresoru v smere osi y	[N]
F_{1MAX}	maximálna tlaková sila vo valci I. stupňa	[N]
F_{2MAX}	maximálna tlaková sila vo valci II. stupňa	[N]
G_{14}	tiaž piestu I. stupňa	[N]
G_2	tiaž kľukového hriadeľa.....	[N]
G_{24}	tiaž piestu II. stupňa.....	[N]
G_3	tiaž ojnice.....	[N]

h	hlbka vŕtaných dier [mm]
I	matica zotrvačnosti [-]
i	počet stupňov voľnosti [-]
$I_{natočené}$	matica zotrvačnosti pre natočené osi [-]
I_{oC}	moment zotrvačnosti ojnice k čapu piestu C [kg·mm ²]
I_{oT}	moment zotrvačnosti ojnice k jej ťažisku [kg·mm ²]
I_{Tx}	moment zotrvačnosti k ťažiskovej osi x [kg·mm ²]
I_{Ty}	moment zotrvačnosti k ťažiskovej osi y [kg·mm ²]
I_{Tz}	moment zotrvačnosti k ťažiskovej osi z [kg·mm ²]
I_x	moment zotrvačnosti k osi x [kg·mm ²]
I_y	moment zotrvačnosti k osi y [kg·mm ²]
I_z	moment zotrvačnosti k osi z [kg·mm ²]
k	adiabatická konštanta [-]
m	hmotnosť rotujúcej hmoty [kg]
M_D	dynamický moment [N·m]
M_{D2x}	d'Alembertov moment klukového hriadeľa k osi x [N·m]
M_{D2y}	d'Alembertov moment klukového hriadeľa k osi y [N·m]
M_{D2z}	d'Alembertov moment klukového hriadeľa k osi z [N·m]
M_{D3}	d'Alembertov moment ojnice [N·m]
m_{el}	hmotnosť elementárneho bodu [kg]
m_{KH}	hmotnosť klukového hriadeľa [kg]
m_o	hmotnosť ojnice [kg]
m_{p1}	hmotnosť piestu I. stupňa [kg]
m_{p2}	hmotnosť piestu II. stupňa [kg]
M_{scMAX}	maximálny celkový moment skrine kompresoru [N·m]
M_{sx}	celkový priebeh momentov v skrini kompresoru k osi x [N·m]
M_{sy}	celkový priebeh momentov v skrini kompresoru k osi y [N·m]
M_{sz}	celkový priebeh momentov v skrini kompresoru k osi z [N·m]
n	otáčky rotácie [ot/min]
n_c	počet členov mechanizmu vrátane rámu [-]
n_k	počet klbových väzieb [-]
n_p	počet posuvných väzieb [-]
n_{pk}	počet posuvných klbov [-]
N_{14}	normálová reakcia od steny valca I. stupňa [N]

N_{24}	normálová reakcia od steny valca II. stupňa.....[N]
p_a	atmosférický tlak [MPa]
p_{F1}	všeobecný tlak vo valci I. stupňa..... [MPa]
p_{F2}	všeobecný tlak vo valci II. stupňa [MPa]
p_V	výsledný tlak..... [MPa]
p_1	pretlak na výtlaku I. stupňa..... [MPa]
p_2	pretlak na výtlaku II. stupňa [MPa]
r	dĺžka kľuky..... [mm]
R_{Ax1}	reakcia v ložisku kľukového hriadeľa v smere osi x [N]
R_{Ax2}	reakcia v ložisku kľukového hriadeľa v smere osi x [N]
R_{Ay1}	reakcia v ložisku kľukového hriadeľa v smere osi y [N]
R_{Ay2}	reakcia v ložisku kľukového hriadeľa v smere osi y [N]
R_{Bx1}	reakcia v čape ojnice B I. stupňa v smere osi x [N]
R_{Bx2}	reakcia v čape ojnice B II. stupňa v smere osi x [N]
R_{By1}	reakcia v čape ojnice B I. stupňa v smere osi y [N]
R_{By2}	reakcia v čape ojnice B II. stupňa v smere osi y [N]
R_{Cx1}	reakcia v čape piestu C I. stupňa v smere osi x [N]
R_{Cx2}	reakcia v čape piestu C II. stupňa v smere osi x [N]
R_{Cy1}	reakcia v čape piestu C I. stupňa v smere osi y [N]
R_{Cy2}	reakcia v čape piestu C II. stupňa v smere osi y [N]
R_{LPx}	reakcia pätky kompresoru v smere osi x [N]
R_{LPy}	reakcia pätky kompresoru v smere osi y [N]
R_{LZx}	reakcia pätky kompresoru v smere osi x [N]
R_{LZy}	reakcia pätky kompresoru v smere osi y [N]
r_o	osústružený polomer vývažkov [mm]
r_p	pôvodný polomer vývažkov [mm]
R_{PPx}	reakcia pätky kompresoru v smere osi x [N]
R_{PPy}	reakcia pätky kompresoru v smere osi y [N]
R_{PZx}	reakcia pätky kompresoru v smere osi x [N]
R_{PZy}	reakcia pätky kompresoru v smere osi y [N]
r_T	vzdialenosť ťažiska kľukovej hriadele od osi rotácie.....[m]
R_1	reakcia silovej dvojice I..... [N]
R_2	reakcia silovej dvojice II..... [N]
R_3	reakcia silovej dvojice III [N]

R_4	reakcia silovej dvojice IV [N]
S_1	plocha piestu I. stupňa [cm ²]
S_2	plocha piestu II. stupňa [cm ²]
T	ťažisko kľukového hriadeľa [-]
V	objem kľukového hriadeľa [mm ²]
V_A	objem vzduchu pôvodne stlačeného v objeme V_{1ZV} [cm ³]
V_B	objem vzduchu pôvodne stlačeného v objeme V_{2C} [cm ³]
v_c	rýchlosť piestu [m/s]
V_C	celkový objem [cm ³]
V_{F1}	všeobecný objem vo valci I. stupňa [cm ³]
V_{F2}	všeobecný objem vo valci II. stupňa [cm ³]
V_1	zdvihový objem valca I. stupňa [cm ³]
V_{1C}	celkový objem valca I. stupňa [cm ³]
V_{1ZV}	zvyšný objem nad piestom I. stupňa [cm ³]
V_2	zdvihový objem valca II. stupňa [cm ³]
V_{2C}	celkový objem valca II. stupňa [cm ³]
V_{2ZV}	zvyšný objem nad piestom II. stupňa [cm ³]
x	všeobecná x-ová súradnica bodu [mm]
y	všeobecná y-ová súradnica bodu [mm]
y_c	vzdialenosť kĺbu A od čapu C [mm]
z	všeobecná z-ová súradnica bodu [mm]
z_d	zdvih piestu [mm]
ε_2	uhlové zrýchlenie kľuky [rad/s ²]
ε_3	uhlové ojnice [rad/s ²]
φ	uhol kľuky zvierajúci s osou y [°]
ω	uhlová rýchlosť rotácie [rad/s]
ω_2	uhlová rýchlosť kľukového hriadeľa [rad/s]
ω_3	uhlová rýchlosť ojnice [rad/s]
ψ	uhol ojnice zvierajúci s osou y [°]

Úvod

Už od samotného vynálezu, kompresor našiel využitie v rôznych odvetviach priemyslu. Jeho široké uplatnenie je možné objaviť v domácich dielňach, autodielnach, najviac však v priemyselných prevádzkach. Tento stroj určený ku stláčaniu plynov a pár sa v súčasnosti využíva najmä pri lakovaní, pri balení potravinárskych produktov a k poháňaniu zdvíhacích a pneumatických zariadení.

Jednou z kľúčových požiadaviek pre bezpečný a kľudný chod rotačných súčiastok je to, aby boli vyvážené. V prípade nevyváženosti je budené chvenie, ktoré úzko súvisí nielen s hlukom, ale aj s dynamickým namáhaním v dôležitých častiach strojov. Navyše toto chvenie poukazuje i na stav strojov. Práve preto je potrebné klásť dôraz na dôležitosť vyváženia ako procesu na odstránenie týchto nežiaducich faktorov. Chvenie, ktoré vzniká pri chode rotačných súčiastok v realite nikdy nedosiahne nulové hodnoty. Cieľom vyvažovania je teda tieto nežiaduce účinky udržiavať v prípustných medziach alebo ich znížiť na minimálnu možnú hodnotu.

Táto bakalárska práca sa zaoberá dynamickým vyvažovaním mechanizmu kompresoru. Vyvažovanie prebieha v dvoch úrovniach. V prvej úrovni sa práca zaoberá vyvažovaním iba samotného kľukového hriadeľa, zatiaľ čo v tej druhej je analyzovaný a vyvažovaný celý kľukový mechanizmus. Sú odvodené všetky základné parametre kľukového mechanizmu a ich následný dynamický a silový dopad na skriňu, v ktorej sa kompresor nachádza. Cieľom práce je dosiahnuť redukciu týchto nežiaducich účinkov v maximálnej možnej miere.

1 Využitie, rozdelenie a výroba kompresorov

Kompresor je pracovný stroj určený na stláčanie plynov a pár. Vzduchové kompresory sa môžu nachádzať na benzínových pumpách a v priemyslových závodoch, rovnako ako v domácich dielňach a garážach. Menšie verzie môžu byť používané pre nafúknutie hračky alebo dokonca bežne výkonné nástroje ako kľučovnice, vŕtačky, skrutkovače, zošívачky, striekacie pištole, brúsky, ťahovačky, zbíjacie kladivá.

Pre výrobu stlačeného vzduchu slúžia kompresory, ktoré je možné rozdeliť podľa spôsobu premeny energie z mechanickej na tlakovú.

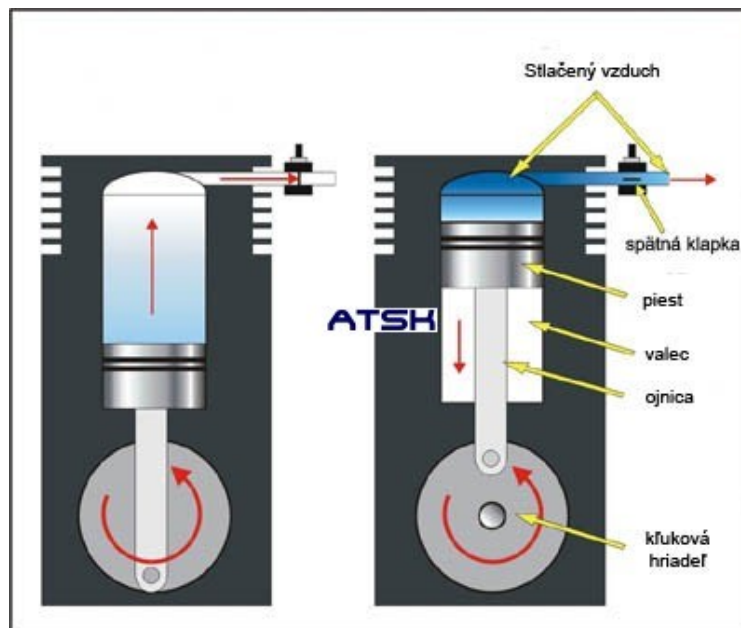
Sú to dynamické (rýchlostné) kompresory (ejektor, turbokompresor radiálny, diagonálny, axiálny) pracujúce na princípe stlačenia média zmenou rýchlosti prúdenia a kompresory objemové, stláčajúce médium zmenou objemu pracovného priestoru.

Ďalšie rozdelenie objemových kompresorov je na:

- rotačné – lamelové, skrutkové, špirálové, dúchadlá,
- s vratným pohybom – piestové.⁷

Piestový kompresor je kompresor, ktorého podstatnou časťou je piest vykonávajúci priamočiary vratný pohyb vo valci.

Piestový kompresor na rozdiel od napr. skrutkového nenasáva chladivo kontinuálne. Pri pohybe piesta vo valci smerom dole sa otvorí sací ventil a kompresor nasáva chladivo až do okamihu, keď piest dosiahne spodnú úvrať. Okamžite potom sa sací ventil zatvorí. Nasleduje kompresia - pohyb piestu nahor, až kým nie je tlak vo valci vyšší ako kondenzačný tlak nad výtláčnym ventilom. Výtláčny ventil sa otvorí a stlačené pary chladiva sa vytlačia smerom ku kondenzátoru. Sací ventil zostáva počas kompresie a výtlaku uzatvorený, pretože tlak vo valci je výrazne vyšší ako tlak v sacom potrubí. Keď tlak vo valci klesne pod úroveň sacieho tlaku, otvorí sa sací ventil a pracovný cyklus sa opakuje.¹⁴



Obr. 1 – Schéma piestového kompresoru ⁷

Na *Obr. 1* je znázornená schéma piestového kompresoru a sú popísané všetky časti kľukového mechanizmu.

1.1 Výrobcovia kompresorov

1.1.1 Compressed GAS s.r.o.

Firma COMPRESSED GAS s.r.o., so sídlom Bošianska cesta 1127 /19, 956 33 Chynorany, východné Slovensko, bola založená v roku 2007 pracovníkmi dlhodobo činnými v oblasti stlačeného vzduchu. Od jej začiatku bolo jej hlavným zameraním predaj a servis kompresorov, dúchadiel, vývev a príslušenstva stlačeného vzduchu.

Táto firma zabezpečuje komplexné služby v oblasti výroby a úpravy stlačeného vzduchu od návrhu kompresorovej stanice až po jej dodávku vrátane nasledovného zabezpečenia servisu a dodávky náhradných dielov a podporných služieb v oblasti merania, prenájmu či zabezpečenia energetickej efektívnej výroby stlačeného vzduchu.

Vyrábajú vzduchové stacionárne skrutkové kompresory Esoair rady screw s integrovaným systémom spätného získavania tepla. Integrovaná rekuperačná jednotka využíva odpadové teplo z kompresora buď na výrobu teplej úžitkovej vody alebo na vykurovanie.



Obr. 2 – Skrutkový kompresor EsoAir screw 11 ⁶

Ďalej ponúkajú piestové kompresory ESOair, sušičky stlačeného vzduchu, vzdušníky a membránové dúchadlá EsoAir Enviro. ⁶



Obr. 3 – Piestový kompresor ESOair Soliddrive 240 ⁶

1.1.2 ATMOS Chrást s.r.o

Firma ATMOS Chrást sídli na Plzeňská 149, 330 03 Chrást. S vyše 50 ročnou tradíciou sa radí medzi popredné svetové spoločnosti pôsobiace v oblasti stlačovania vzduchu.

Spoločnosť ponúka služby ako ATMOSupervise a Cash and carry. ATMOSupervise je systém vyvinutý technickým oddelením spoločnosti ATMOS, ktorý umožňuje u Airmastrom riadených kompresoroch nastaviť predom stanovený počet motohodín.

U služby Cash and carry sa jedná o produkt v oblasti požičiavania kompresorov. Hlavnou výhodou tejto služby je, že platíte iba čas, kedy kompresor pracuje a dodáva stlačený vzduch. Hlavnou činnosťou spoločnosti je výroba skrutkových kompresorov.⁸



Obr. 4 – Stacionárny kompresor Albert E.50⁸

Ďalšími produktami sú piestové kompresory, turbokompresory, generátory, kompresorové stanice a pneumatické kladivá.



Obr. 5 – Piestový kompresor Perfect 4/150⁸

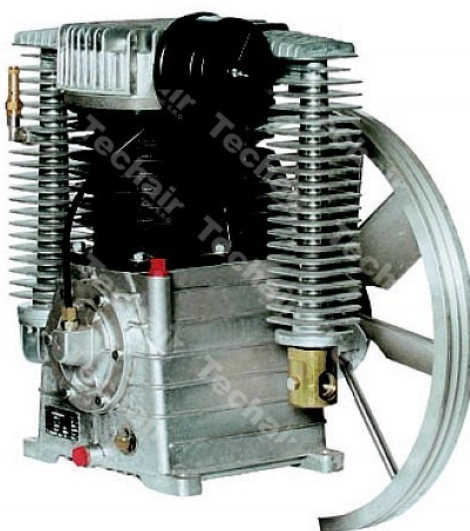
1.1.3 ORLÍK-KOMPRESORY výrobní družstvo

Firma ORLÍK-KOMPRESORY výrobní družstvo je česká společnost so vznikom v roku 1954 patriaca medzi významných českých výrobcov kompresorov.

Sídlo spoločnosti je Kubelkova 497, 560 02 Česká Třebová.

Firma poskytuje kompletnú ponuku služieb ako servis a požičiavanie kompresorov, audit spotreby stlačeného vzduchu, revíziu tlakových nádob a kalibráciu meradiel.

Medzi produkty, ktoré spoločnosť ponúka patria piestové, skrutkové, pojazdné, špirálové kompresory, sušičky a pneumatické náradie.⁹



Obr. 6 – Piestový kompresor Orlik 2 DSK 120⁹



Obr. 7 – Skrutkový kompresor ORL 4 AEO⁹

2 Teória vyvažovania

2.1 Úvod do problematiky

Základný princíp je, že každý rotačný stroj v prevádzke vyvoláva chvenie, s ktorým úzko súvisí hluk. Veľkosť tohoto chvenia poukazuje na stav zariadenia. Každá rotačná súčiastka vyvoláva chvenie na určitej frekvencii, teda konkrétna frekvencia poukazuje na súčiastku. Zvyšujúca sa mohutnosť chvenia stroja znamená zhoršujúci stav stroja. Významná frekvencia a rast amplitúdy na tejto frekvencii znamená poruchu súčiastky. Mechanické chvenie alebo vibrácie predstavujú kmitavý pohyb pevných telies okolo rovnovážnej polohy. Vibrácie rotujúcich strojov súvisia s dynamickým namáhaním v dôležitých častiach stroja ako sú ložiská, prevodovky a iné komponenty stroja.

Najčastejšie príčiny vibrácií na rotujúcich strojoch, sú:

- nevyváženosť rotoru (excentricity rotačných plôch voči rotačnej osi),
- nesúososť spojok, ložísk a prevodov,
- mechanické uvoľnenie,
- nerovnomerná hustota materiálu súčiastky (nehomogenita),
- konštrukčne chybné usporiadanie súčastí,
- neobrobené plochy,
- nerovnomerné opotrebovanie rotoru,
- poškodenie valivých ložísk,
- opotrebovanie prevodov,
- zadieranie,
- hydraulické a aerodynamické problémy,
- elektrické poruchy,
- usádzanie cudzích látok na funkčných plochách rotoru,
- porušenie celistvosti rotoru,
- trvalé deformácie súčastí (ohnutie, narazenie).^{5, 2}

2.2 Vyvažovanie rotujúcich súčastí

Už od dávna sa stretávame s pojmom vyvažovanie. Napríklad rovnováha na miskovej váhe je dosiahnutá tým, že na obe strany váhy sú do misiek umiestnené rovnaké závažia. Podobný princíp platí pre rozdelenie hmoty rotujúcej časti strojníckych súčastí vo vzťahu

ku svojej osi rotácie. Stav, kedy je táto hmota rozdelená nerovnomerne sa označuje nevyváženosť. V dôsledku nerovnomerného rozdelenia hmoty okolo osi rotácie vznikajú pri rotácii odstredivé sily, ktoré spôsobujú hluk a chvenie, ktoré nie sú žiadúce.

Vyvažovanie sa považuje za proces, pri ktorom sa koriguje rozloženie hmoty rotoru s cieľom dosiahnuť taký stav, aby sa nevyváženosť alebo kmitanie v ložiskách pri uvedení do prevádzkových otáčok pohybovalo v prípustných medziach, poprípade odstránilo úplne.

Nevyváženosti:

- budia chvenie, ktoré rozkmitá stojany a rámy strojov a následný vznik hluku a lomov,
- vyvolávajú prídavné ohybové a odstredivé sily, ktoré spôsobujú reakcie v ložiskách a znižujú životnosť súčastí,
- vznikajú pri ozubených kolesách, remeniciach, hriadeľoch, spojkách a zotrvačníkoch na základe nehomogenity materiálu, nepresného obrábania, chýb pri montáži alebo jednostranným opotrebením,
- sú nežiaduce u častí strojov s vysokými otáčkami, preto musí byť zistená ich poloha a veľkosť a včas odstránená následným vyvážením.^{5,2}

2.3 Vyvažovanie mechanizmov

V dôsledku zotrvačných účinkov, pôsobiacich na jednotlivé členy pri chode mechanizmov, vznikajú dynamické zložky reakcií v kinematických väzbách. Zotrvačné účinky závisia na hmotnosti členov a ich rozložení. Pojem vyvažovanie sa rozumie také rozmiestnenie rotujúcej hmoty, ktoré nevyvolá žiadne nežiaduce dynamické účinky. Vyváženosť alebo nevyváženosť mechanizmov sa posudzuje z hľadiska vyváženia zotrvačných síl a z hľadiska vyváženia zotrvačných dvojíc.²

2.4 Statické vyvažovanie

Statická nevyváženosť sa prejavuje vznikom zotrvačnej (odstredivej) sily pri rotácii telesa. Túto odstredivú silu môžeme definovať nasledovne:

$$F_{OD} = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (1)$$

kde m – je hmotnosť rotujúcej hmoty [kg],

ω – je uhlová rýchlosť [rad/s], $\omega = \pi \cdot n/30$, kde n – sú otáčky rotácie [ot/min],

e – je excentricita, čiže vzdialenosť ťažiska rotujúcej hmoty od osi rotácie [m].

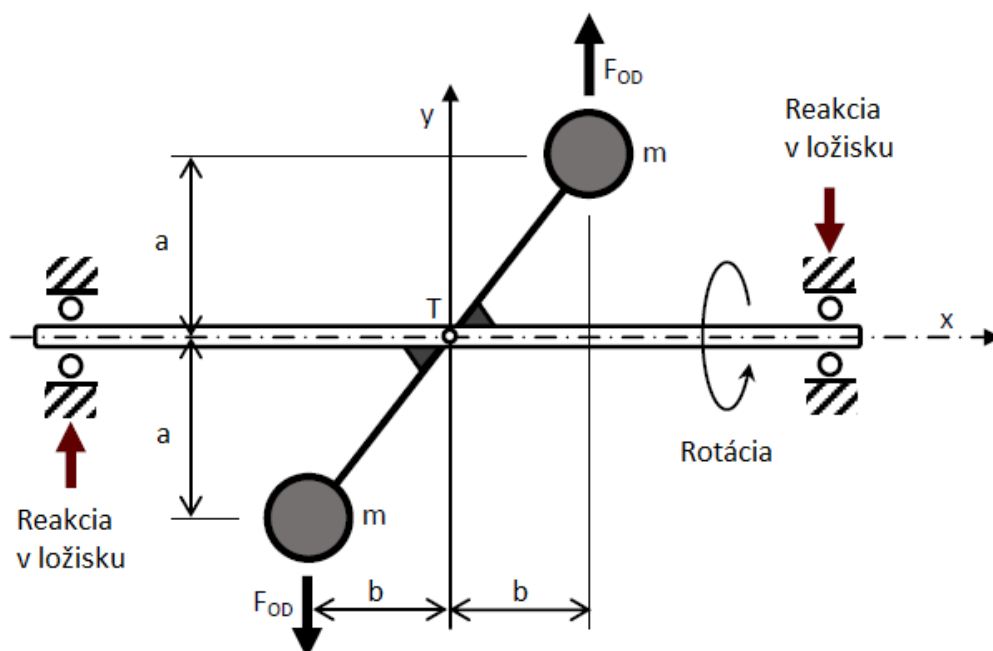
Táto odstredivá sila sa prenáša do uloženia a môže byť príčinou nežiaducich účinkov a vibrácií. Statická vyváženosť je teda daná polohou ťažiska rotujúcej hmoty na osi rotácie. Keď chceme teleso staticky vyvážiť, musí ležať jeho ťažisko na osi rotácie, potom bude excentricita $e = 0$, čiže výsledná odstredivá sila bude: ^{5,4}

$$F_{OD} = m \cdot e \cdot \omega^2 = m \cdot 0 \cdot \omega^2 = 0 \quad (2)$$

2.5 Dynamické vyvažovanie

Dynamické vyvažovanie sa už nedá tak jednoducho popísať ako statické, ide totižto o zložitejší proces. Princíp je ukázaný na nasledujúcom príklade (pozri Obr. 8).

Predstavme si 2 zhodné hmotné body rovnakej hmotnosti m , spojené tyčou zanedbateľnej hmotnosti. Teleso je staticky vyvážené, lebo jeho ťažisko leží na osi rotácie a je na nej uložené symetricky.



Obr. 8 – Staticky vyvážené, ale dynamicky nevyvážené teleso ⁴

Počas rotácie začne na obidva hmotné body pôsobiť odstredivá sila F_{OD} . Vďaka symetrii a rovnakej hmotnosti hmotných bodov sú obe odstredivé sily veľkosťou totožné, čiže môžeme prehlásiť, že tvoria silovú dvojicu a ich výsledný silový účinok je nulový.

$$F_{OD} - F_{OD} = 0 \quad (3)$$

Tieto sily však vytvárajú aj dynamický moment, ktorý sa spočíta ako:

$$M_D = F_{OD} \cdot 2 \cdot b \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (4)$$

Tento moment môže byť príčinou nežiaducich vibrácií, keďže sa prenáša do uloženia. Pomocou tohto dynamického momentu, ktorý sa prejaví až počas rotácie, sme schopní definovať dynamickú nevyváženosť. Všeobecne sa toto rozloženie hmoty okolo osi rotácie vyjadruje tzv. deviačnými momentami zotrvačnosti podľa rovín, v ktorých je rozloženie riešené:^{4,1}

$$D_{xy} = \int_m x \cdot y \cdot dm \quad (5)$$

$$D_{yz} = \int_m y \cdot z \cdot dm \quad (6)$$

$$D_{xz} = \int_m x \cdot z \cdot dm \quad (7)$$

kde m – je hmotnosť bodu [kg],

x, y, z – sú všeobecné súradnice bodu [-].

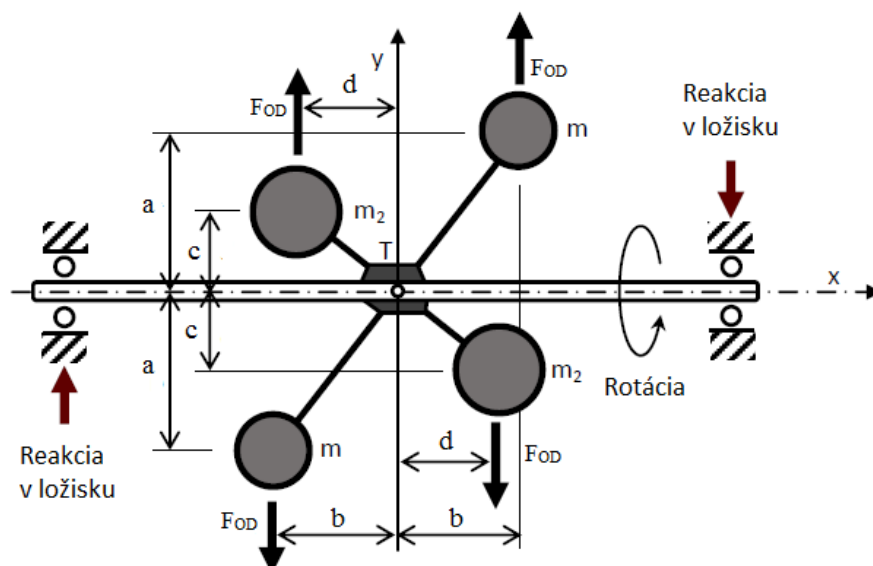
Pre náš prípad je deviačný moment zotrvačnosti nasledovný:

$$D_{xy} = m \cdot b \cdot a + m \cdot (-b) \cdot (-a) = 2 \cdot m \cdot b \cdot a \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^2] \quad (8)$$

Pokiaľ chceme dynamicky vyvážiť dané teleso, musíme dosiahnuť stav, kedy deviačný moment zotrvačnosti $D_{xy} = 0$, poprípade je veľmi blízky 0.

Umiestnime teda iné teleso, čiže opäť dva zhodné hmotné body hmotnosti m_2 spojené tyčou zanedbateľnej hmotnosti, na protistrany pôvodného telesa, potom deviačný moment zotrvačnosti bude:

$$D_{xy} = 2 \cdot m \cdot b \cdot a + m_2 \cdot d \cdot (-c) + m_2 \cdot (-d) \cdot c = 2 \cdot m \cdot b \cdot a - 2 \cdot m_2 \cdot d \cdot c \quad (9)$$



Obr. 9 – Staticky aj dynamicky vyvážené teleso ⁴

Vhodnou kombináciou hmotnosti m_2 a súradníc c, d je možné doceliť, aby deviačný moment zotrvačnosti $D_{xy} = 0$ [kg·m²]. Potom je naše teleso vyvážené aj dynamicky.

2.6 Dynamické vyvažovanie reálnych telies

Deviačný moment zotrvačnosti reálnych telies sa však nedá vypočítať tak jednoducho, ako v našom čisto ukázkovom príklade.

Všeobecne sa dá tento moment spočítať numerickou integráciou. Princíp spočíva v rozdelení telesa na veľký, ale končený počet veľmi malých, elementárnych objemov. Pre každý z týchto elementárnych objemov je vypočítaný súčin: ^{4, 1}

$$m_{el} \cdot x \cdot y \quad (10)$$

kde m_{el} – je hmotnosť elementárneho bodu [kg],

x, y – sú všeobecné súradnice bodu [-].

Hodnota deviačného momentu zotrvačnosti je teda daná nasledujúcim integrálom

$$D_{xy} = \int_m x \cdot y \cdot dm \quad (11)$$

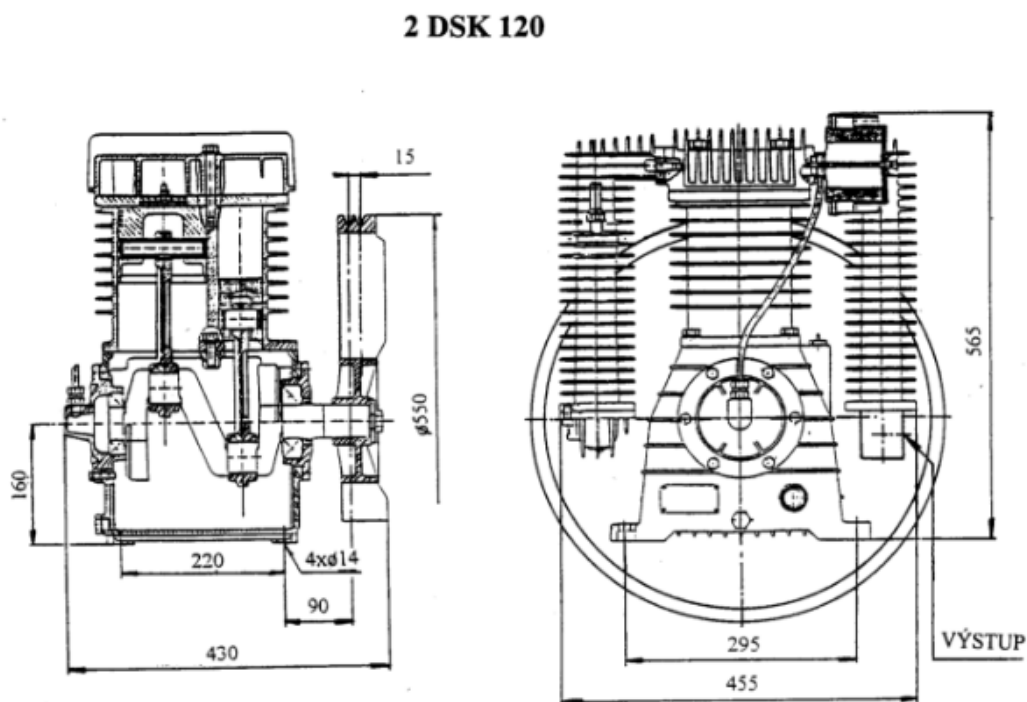
alebo súčtom súčinov, ktoré definujú elementárne objemy, cez celé teleso

$$D_{xy} = \sum_{i=1}^n m_{eli} \cdot x_i \cdot y_i \quad (12)$$

3 Zadanie

Predmetom práce je dynamické vyváženie mechanizmu kompresoru. Vyváženie bude realizované v dvoch úrovniach. V prvej úrovni pôjde iba o konkrétne vyvažovanie kľukového hriadeľa. Ak by sa dokázalo vyvážiť súčasť, ktorá spôsobuje nežiadúce vibrácie, vo veľkej miere by došlo práve k zníženiu spomínaných vibrácií celého mechanizmu. Samozrejme vyvážením iba kľukového hriadeľa sa nikdy nedospeje k úplnému vyváženiu celého mechanizmu, pretože kľukový hriadeľ je iba jeden z viacerých zdrojov vibrácií. Preto práve v druhej úrovni pôjde o analýzu kľukového mechanizmu ako celku. Budú analyzované dynamické účinky a sily všetkých častí kľukového mechanizmu a ich výsledné pôsobenie na skriňu kompresoru. Cieľom práce je analýzou zistiť celkové pôsobenie síl a dynamických účinkov na skriňu a pätky kompresoru a následné zníženie tohto pôsobenia na minimálnu možnú hodnotu.

3.1 Schéma kompresoru 2 DSK 120



Obr. 10 – Schéma kompresoru 2 DSK 120⁹

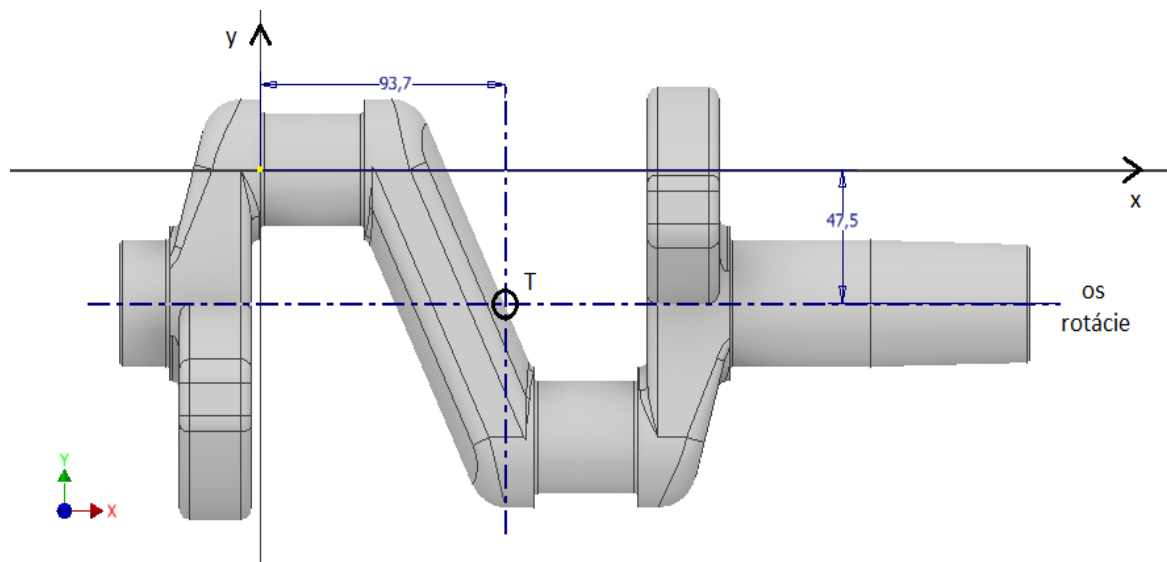
3.2 Zadané hodnoty

Tab. 1 – Zadané hodnoty

$d_1 = 130 \text{ [mm]}$	priemer valca 1. stupňa
$d_2 = 65 \text{ [mm]}$	priemer valca 2. stupňa
$z_d = 100 \text{ [mm]}$	zdvih piestu
$r = 50 \text{ [mm]}$	délka křuky
$b = 185 \text{ [mm]}$	délka ojnice
$n = 1050 \text{ [ot/min]}$	otáčky
$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 109,956 \text{ [s}^{-1}\text{]}$	uhlová rýchlosť
$m_{p1} = 1,18 \text{ [kg]}$	hmotnosť piestu 1. stupňa
$m_{p2} = 1,18 \text{ [kg]}$	hmotnosť piestu 2. stupňa
$m_o = 0,49 \text{ [kg]}$	hmotnosť ojnice
$p_1 = 0,28 \text{ [MPa]}$	pretlak na výtlaku I. stupňa
$p_2 = 1 \text{ [MPa]}$	pretlak na výtlaku II. stupňa

4 Dynamické vyvažovanie kľukového hriadeľa

Prvou úlohou pri vyvažovaní mechanizmu kompresoru je samostatné statické i dynamické vyváženie kľukového hriadeľa. Daný kľukový hriadeľ je rotujúce teleso symetrické podľa roviny $x - y$. Pôvodný 3D model je situovaný tak, že os x je rovnobežná s osou rotácie, ale posunutá o 47,5 mm.



Obr. 11 – Dodaný 3D model ¹⁰

Fyzikálne vlastnosti tohto hriadeľa, vypočítané v programe Autodesk Inventor Professional 2019, sú:

Objem	$V = 1\,119\,232 \text{ [mm}^3\text{]}$
Hmotnosť kľukového hriadeľa	$m_{KH} = 8,786 \text{ [kg]}$
Súradnice ťažiska	$T[93,7; -47,5; 0] \text{ [mm]}$
Momenty zotrvačnosti k osiam súradnicového systému	$I_x = 15\,661 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$
	$I_y = 81\,209 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$
	$I_z = 88\,589 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$
Momenty zotrvačnosti k ťažiskovým osiam	$I_{Tx} = 15\,959 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$
	$I_{Ty} = 80\,911 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$
	$I_{Tz} = 88\,589 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$

Deviačné momenty

$$D_{xy} = 4\,409 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$$

$$D_{xz} = 0,4 \cong 0 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$$

$$D_{yz} = 0,2 \cong 0 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2\text{]}$$

Obr. 12 – Fyzikálne vlastnosti dodaného 3D modelu¹⁰

Vzťah medzi momentami zotrvačnosti a deviačnými momentami telesa je vyjadrený pomocou matice zotrvačnosti I :

$$I = \begin{pmatrix} I_x & -D_{xy} & -D_{xz} \\ -D_{xy} & I_y & -D_{yz} \\ -D_{xz} & -D_{yz} & I_z \end{pmatrix} \quad (13)$$

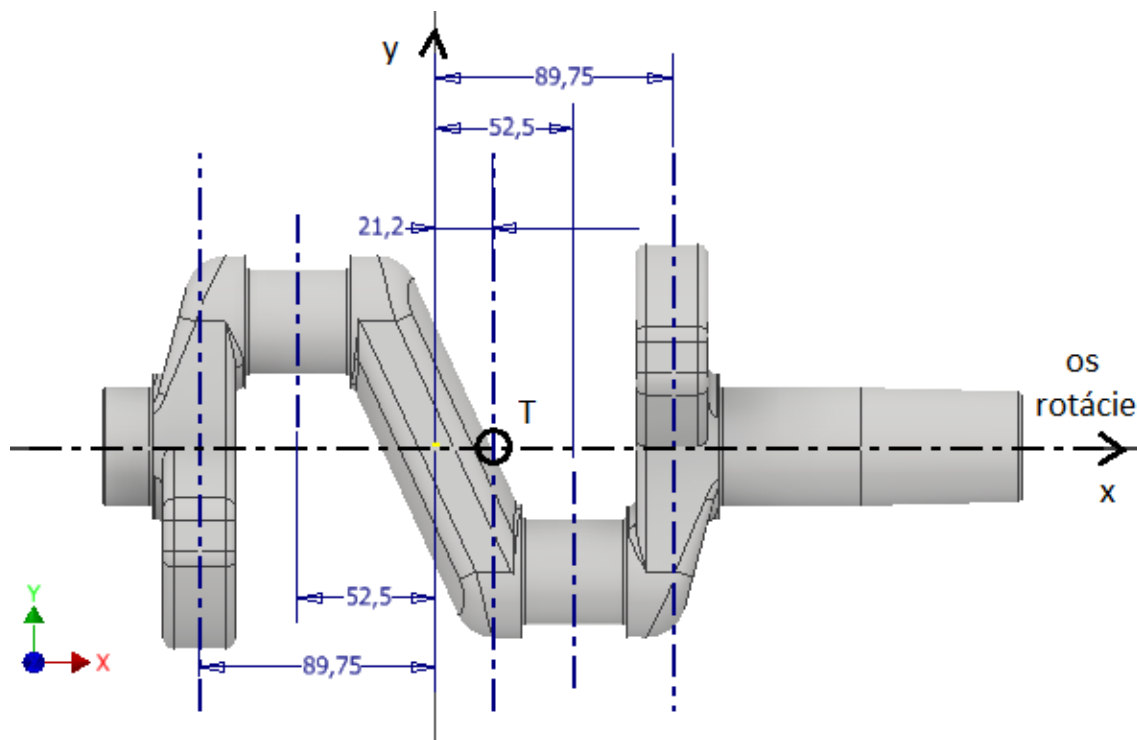
Matica zotrvačnosti je súmerná, s kladnými prvkami – osovými momentami zotrvačnosti – na hlavnej diagonále. Šesť nezávislých prvkov $I_x, I_y, I_z, D_{xy}, D_{xz}, D_{yz}$ tejto matice popisuje rozloženie hmotnosti telesa vo zvolenom pravouhlom pravotočivom súradnicovom systéme. Bolo zistené, že program Autodesk Inventor Professional 2019 vypísal týchto 6 prvkov presne v takom poradí, ako sú v danej matici zotrvačnosti.

Dôležité je si uvedomiť, že podľa tejto teórie má teda deviačný moment D_{xy} kladnú hodnotu a je iba vynásobený číslom -1 , ako je to v matici zotrvačnosti. Ďalej sú považované zvyšné hodnoty deviačných momentov D_{xz} , D_{yz} za nulové.¹

Kladná nenulová hodnota deviačného momentu D_{xy} znamená, že viac hmoty je sústredenej v I. kvadrante ($x > 0, y > 0$) a v III. kvadrante ($x < 0, y < 0$). Z toho vyplýva, že pri návrhoch zníženia tohto momentu bude potrebné odoberať materiál z vývažkov kľukového hriadeľa. Nulové hodnoty deviačných momentov D_{xz} a D_{yz} sú dosiahnuté vďaka symetrii podľa roviny $x - y$.

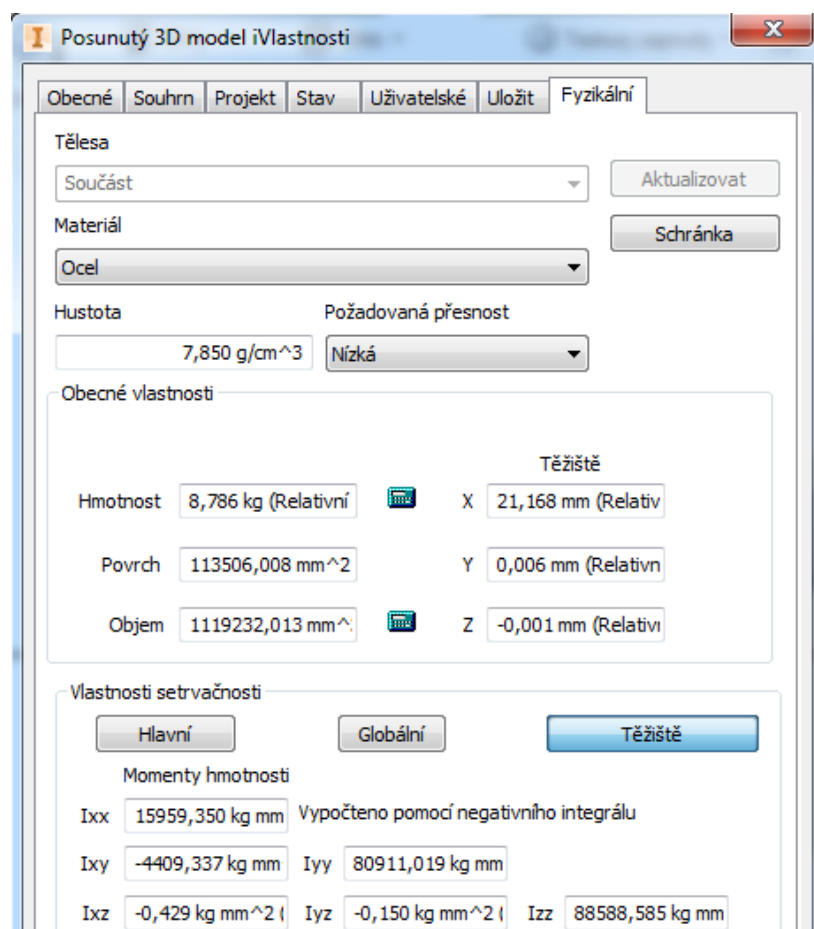
4.1 Statické vyváženie

Pokiaľ chceme kľukový hriadeľ staticky vyvážiť, musí jeho ťažisko ležať na osi rotácie. Je potrebné zabezpečiť posunutie osi x tak, aby bola totožná s osou rotácie. Ďalší krok bude dodatočné posunutie osi y do stredu medzi osi valcov alebo roviny protizávaží.



Obr. 13 – Posunutý 3D model¹⁰

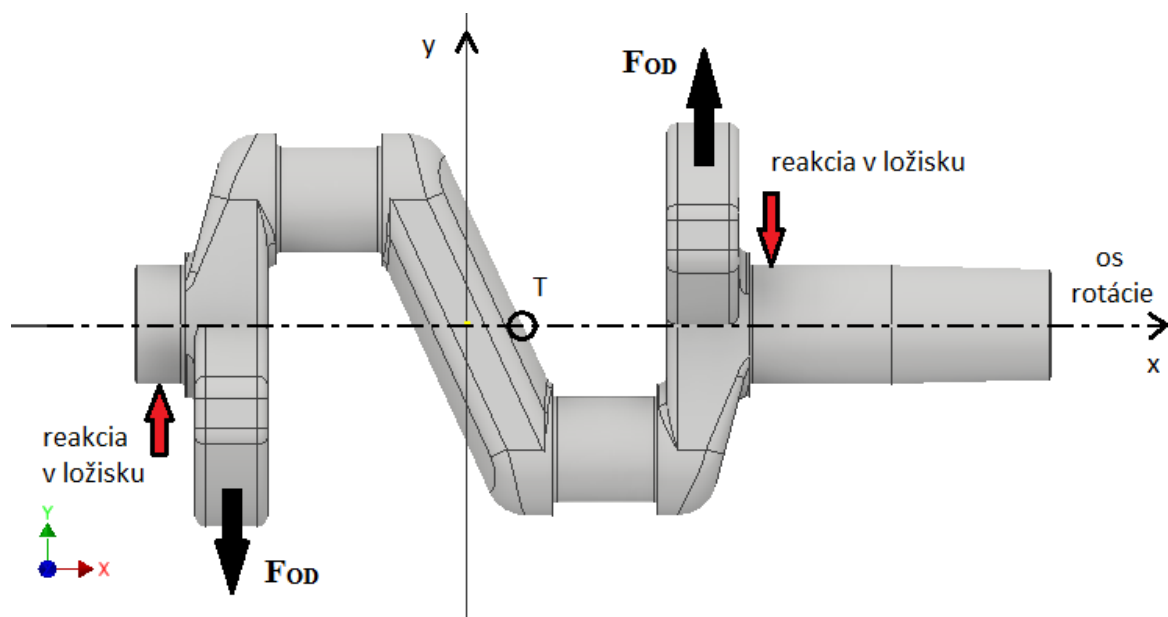
Pre takto situovaný model všetky fyzikálne vlastnosti zostávajú zachované, jedine sa zmenili súradnice ťažiska $T[21,2; 0; 0]$ [mm].



Obr. 14 – Fyzikálne vlastnosti posunutého 3D modelu ¹⁰

4.2 Dynamické vyváženie

Pri rotácii kľukového hriadeľa vzniká silová dvojica rovnako veľkých odstredivých síl, ktoré majú síce nulovú výslednicu, ale momentový účinok nie. Tento momentový účinok sa prenáša do ložísk hriadeľa a môže byť príčinou vibrácií. Dynamickým vyvážením sa dokáže eliminovať práve tento momentový účinok danej silovej dvojice.



Obr. 15 – Dynamický moment odstredivých síl ¹⁰

4.3 Návrh a výpočet vyváženia

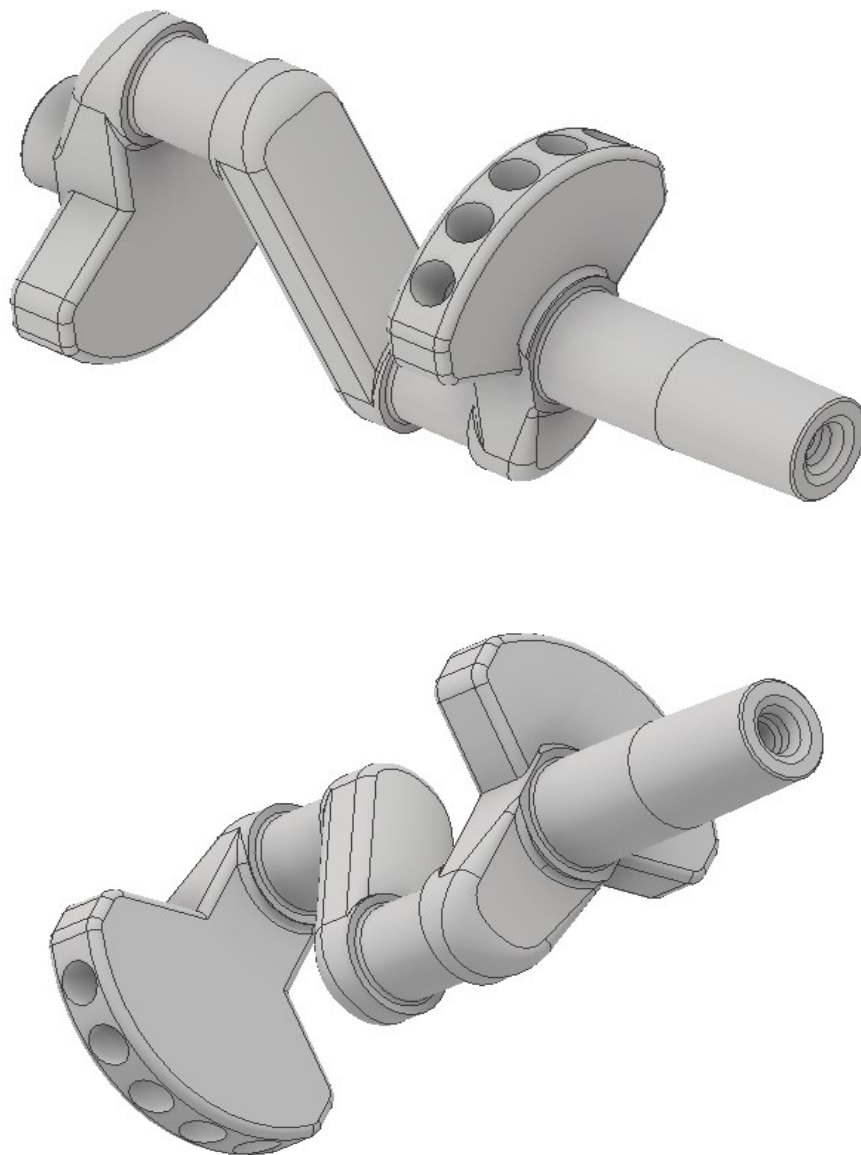
Pri návrhu a výpočte vyváženia kľukového hriadeľa sa bude vychádzať z teórie dynamického vyvažovania rotujúcich súčastí. Pre docelenie dynamického vyváženia kľukového hriadeľa musia byť všetky deviačné momenty ideálne rovné nule, poprípade veľmi blízke nule. V našom prípade je nenulový iba deviačný moment D_{xy} .

V nasledujúcich návrhoch geometrie bude aj kvôli obmedzujúcim rozmerom skrine kompresoru, v ktorej je celý kľukový mechanizmus umiestnený, znázornená snaha dospieť k nulovej hodnote deviačného momentu D_{xy} práve znižovaním hmotnosti protizávažia. Ubranie hmoty musí byť zabezpečené z oboch protizávaží symetricky podľa osi x . Pri zachovaní symetrie zostane poloha ťažiska na osi rotácie a tak nebude doposiaľ zabezpečená statická vyváženosť porušená. Takto je možné kľukový hriadeľ vyvážiť aj dynamicky.

4.3.1 Návrh č. 1

Zníženie hmotnosti protizávažia môže byť uskutočnené viacerými spôsobmi. Ako prvé budú do protizávažia vyvŕtané radiálne otvory. Ideálny počet radiálnych otvorov v každom protizávaží je 5 o priemere $d = 18$ [mm], vŕtané do hĺbky $h = 25$ [mm].

Pri nižšom počte otvorov neboli dosiahnuté optimálne hodnoty deviačného momentu D_{xy} , naopak väčší počet otvorov nie je možné umiestniť po obvodě vývažku. Pri väčšej hodnote hĺbky h by mohlo nastať prepojenie otvorov, s tým spojená znížená pevnosť súčasti a hrozila by deštrukcia.

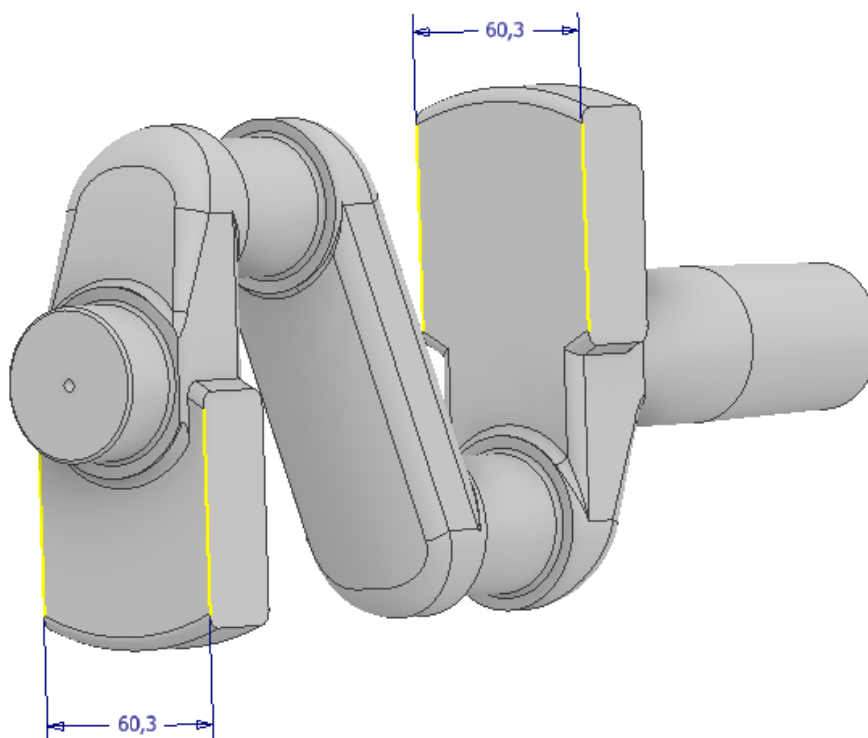


Obr. 16 – Kľukový hriadeľ odľahčený radiálnymi otvormi ¹⁰

Pre takýto návrh dynamického vyváženia hriadeľa vychádza deviačný moment $D_{xy} = 1875 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2]$. Hodnota bola z pôvodných $D_{xy} = 4409 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2]$ znížená na približne 42,5 %, ale stále nemožno takto upravené teleso považovať za dynamicky vyvážené.

4.3.2 Návrh č. 2

Pri ďalšom návrhu sa pracuje s myšlienkou ofrézovania šírky protizávažia v smere osi z. Postupným skúšaním bola nájdená optimálna hodnota šírky protizávažia vytvorená ofrézovaním šírky pôvodnej.

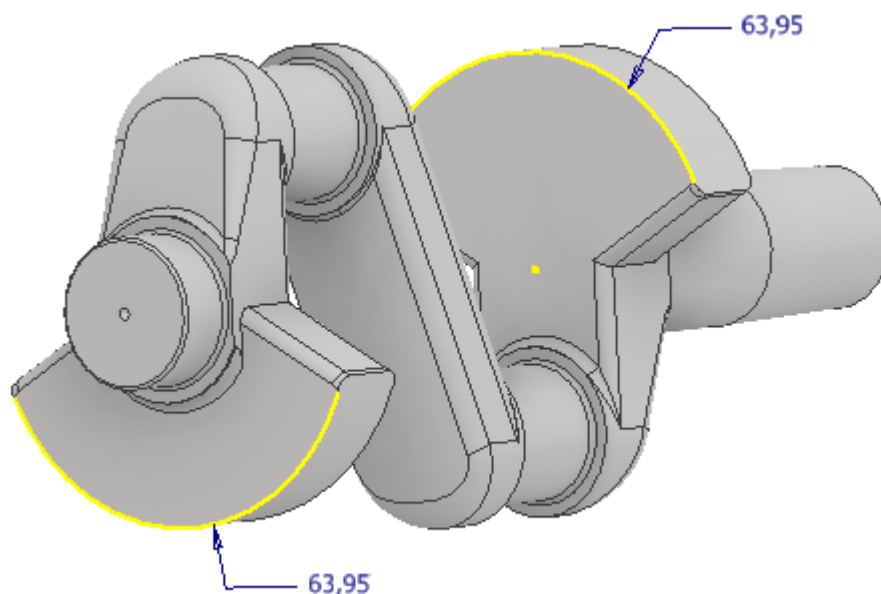


Obr. 17 – Kľukový hriadel' odl'ahčený ofrézovaním šírky vývažkov ¹⁰

Pri hodnote šírky $b_o = 60,3$ [mm] je deviačný moment $D_{xy} = 2,3$ [kg·mm²]. Túto hodnotu možno pokladať za veľmi nízku, takmer nulovú. Daný návrh sa dá prehlásiť za dynamicky vyvážený.

4.3.3 Návrh č. 3

Pri poslednom návrhu sa bude pracovať s myšlienkou osústruženia valcového povrchu vývažku s pôvodným polomerom $r_p = 77$ [mm].



Obr. 18 – Kľukový hriadeľ odľahčený osústružením polomeru vývažkov¹⁰

Podrobným skúšaním rôznych hodnôt polomeru r sa dospelo k optimálnej hodnote $r_o = 63,95$ [mm]. V tomto prípade je deviačný moment $D_{xy} = 0,4$ [kg·mm²], čiže takmer nulový. Daný návrh je taktiež možno považovať za dynamicky vyvážený.

4.3.4 Zhodnotenie

Boli navrhnuté 3 zmeny geometrie kľukového hriadeľa. Prvým návrhom bol síce značne znížený deviačný moment D_{xy} , no stále nebola dosiahnutá požadovaná hodnota blízka nule. Druhý a tretí návrh vedie k zníženiu daného momentu D_{xy} takmer na nulovú hodnotu. Tieto návrhy geometrie sú teda považované za staticky i dynamicky vyvážené.

5 Analýza mechanizmu

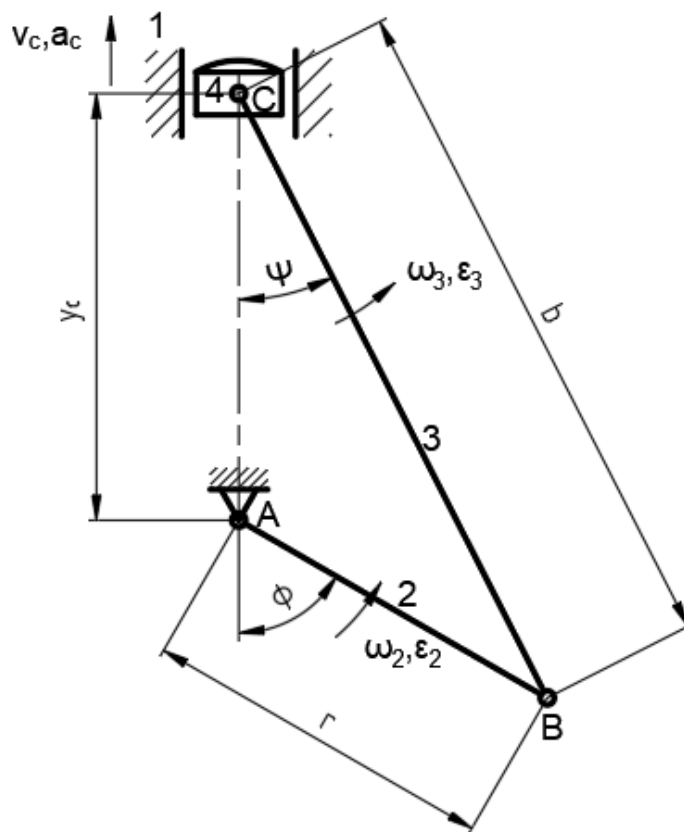
Doteraz sa práca zaoberala iba samostatným vyvažovaním kľukového hriadeľa. Dynamické účinky, spôsobené nevyváženosťou kľukového hriadeľa sú len jednou z viacerých príčin vibrácií kompresoru. Pri činnosti dochádza k vratnému pohybu piestov, pritom vznikajú dynamické účinky, ktoré môžu byť príčinou nežiaducich vibrácií. Pre zistenie konečného dopadu nevyváženosti a dynamických účinkov na skriňu kompresoru je potrebné analyzovať celý mechanizmus kompresoru.

5.1 Kinematika

Základom kinematického riešenia je kinematická schéma kľukového mechanizmu. Táto schéma predstavuje trojuholník ABC, pomocou ktorého je možné odvodiť kinematické závislosti kľukového mechanizmu.

Kľukový mechanizmus sa skladá zo 4 členov:

- člen č. 1 – skriňa mechanizmu,
- člen č. 2 – kľuka, hnací člen dĺžky r ($|AB|$), rotujúci okolo kĺbu A uhlovou rýchlosťou ω_2 , s uhlovým zrýchlením ε_2 . V analýze uvažujeme rotáciu konštantnými otáčkami, čiže uhlové zrýchlenie bude $\varepsilon_2 = 0$,
- člen č. 3 – ojnice, prenosový člen dĺžky b ($|BC|$),
- člen č. 4 – piest kompresoru, hnací člen, kĺb C je čap piestu.



Obr. 19 – Schéma kľukového mechanizmu

Prvou úlohou je určenie statickej určitosti, poprípadе statickej neurčitosti kľukového mechanizmu. Počet stupňov voľnosti bol vypočítaný nasledovne:

$$i = 3 \cdot (n_c - 1) - 1 \cdot n_{pk} - 2 \cdot (n_k + n_p) = 3 \cdot (4 - 1) - 1 \cdot 0 - 2 \cdot (3 + 1) = 1 \quad (14)$$

kde i – je počet stupňov voľnosti,

n_c – je počet členov mechanizmu, vrátane rámu,

n_{pk} – je počet posuvných kľbov (odoberajú 1 stupeň voľnosti),

n_k – je počet kľbových väzieb (odoberajú 2 stupne voľnosti), kľby A, B, C,

n_p – počet posuvných väzieb (odoberajú 2 stupne voľnosti), piest voči valcu.

Bolo zistené, že kľukový mechanizmus je 1-krát staticky neurčitý, bude potrebné riešiť úlohu polohy, rýchlostí a zrýchlení.¹¹

5.1.1 Úloha polohy

Na začiatku kinematickej analýzy je potrebné sa zaoberať tzv. úlohou polohy.

Poloha kľuky je definovaná uhlom φ , ktorý značí sklon kľuky voči osi mechanizmu.

Poloha ojnice je definovaná uhlom ψ , ktorý značí sklon ojnice voči osi mechanizmu.

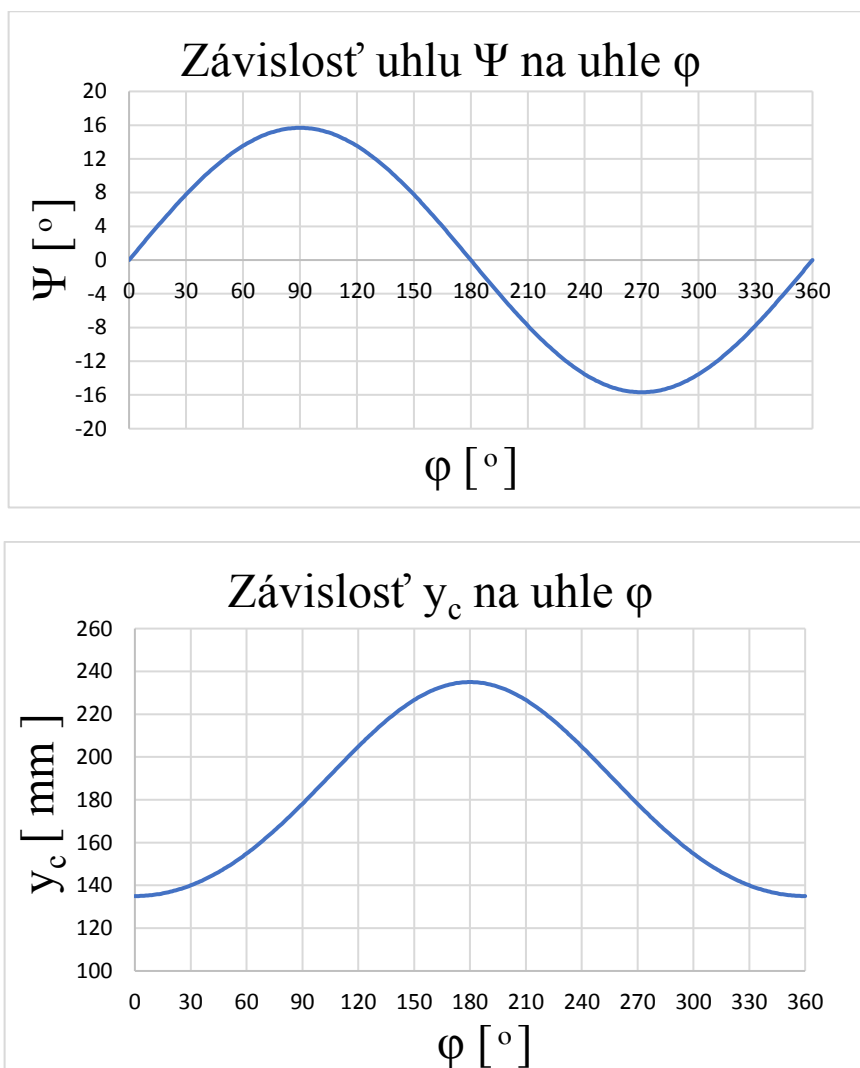
Poloha piestu (čapu C) je definovaná súradnicou y_c , ktorá značí vzdialenosť kľbu A od čapu C na osi mechanizmu.

Nasledujúce súradnice sú popísané 2 rovnicami:

$$r \cdot \sin \varphi = b \cdot \sin \psi \quad (15)$$

$$y_c = b \cdot \cos \psi - r \cdot \cos \varphi \quad (16)$$

Uhol kľuky φ je nezávislá súradnica. V závislosti na uhle φ , pri pootočení o 1 otáčku kľuky ($\varphi \in < 0^\circ; 360^\circ >$), sú definované závislé premenné, a to uhol ψ a súradnica y_c .¹¹



Graf 1 – Priebehy uhlu ψ (hore) a súradnice y_c (dole) v závislosti na uhle φ

5.1.2 Úloha rýchlostí

Pre získanie rýchlostí musia byť zderivované už spomínané rovnice (15) a (16) podľa času. V nich sa vyskytnú:

- $\dot{\varphi} = \omega_2$, uhlová rýchlosť kľuky,
- $\dot{\psi} = \omega_3$, uhlová rýchlosť ojnice,
- $\dot{y}_c = v_c$, rýchlosť piestu (čapu C).

Po zderivovaní rovníc (15) a (16) sú získané rovnice:

$$r \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} = b \cdot \cos \psi \cdot \dot{\psi} \quad (17)$$

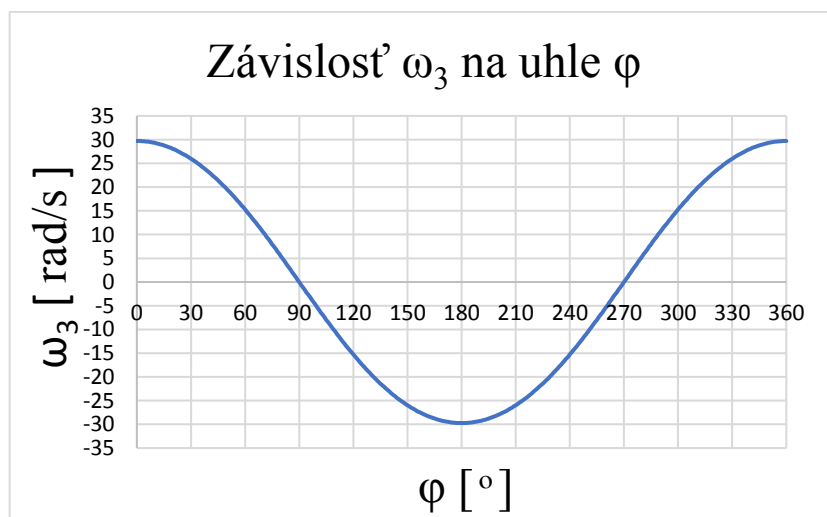
$$r \cdot \cos \varphi \cdot \omega_2 = b \cdot \cos \psi \cdot \omega_3 \quad (18)$$

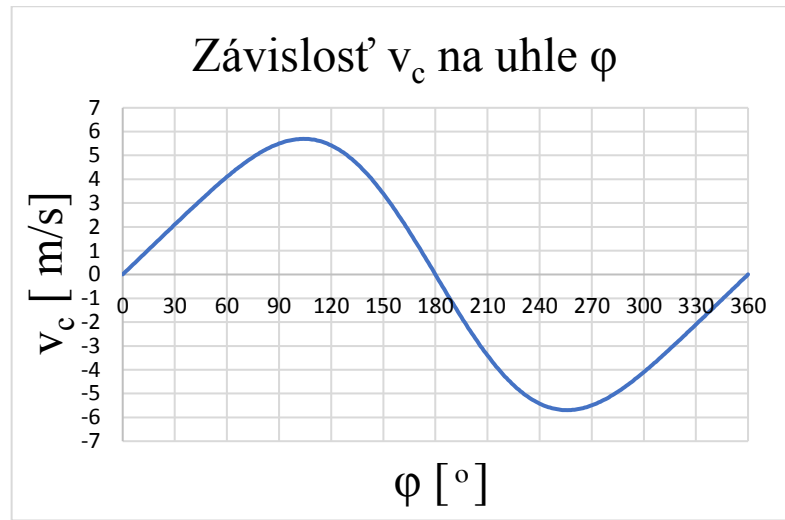
$$\omega_3 = \frac{r}{b} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \psi} \cdot \omega_2 \quad (19)$$

$$v_c = \dot{y}_c = -b \cdot \sin \psi \cdot \dot{\psi} + r \cdot \sin \varphi \cdot \dot{\varphi} \quad (20)$$

$$v_c = -b \cdot \sin \psi \cdot \omega_3 + r \cdot \sin \varphi \cdot \omega_2 \quad (21)$$

Do programu Microsoft Excel boli zadané rovnice (19) a (21), kde sú zo zadania známe $r = 0,05$ [m], $b = 0,185$ [m], $\omega_2 = 109,956$ [s⁻¹]. Bola definovaná uhlová rýchlosť ojnice ω_3 a rýchlosť piestu v_c v závislosti na uhle φ .¹¹





Graf 2 – Priebehy uhlovej rýchlosti ω_3 (hore) a rýchlosti v_c (dole) v závislosti na uhle φ

5.1.3 Úloha zrýchlení

Pre získanie zrýchlení je opäť potrebné zderivovať rýchlosti podľa času, čiže rovnice (18) a (21). V nich sa vyskytuje:

- $\omega_2 = \varepsilon_2 = 0$, uhlové zrýchlenie kľuky,
- $\omega_3 = \varepsilon_3$, uhlové zrýchlenie ojnice,
- $\dot{v}_c = a_c$, zrýchlenie piestu (čapu C).

Po zderivovaní rovníc (18) a (21) boli získané rovnice:

$$-r \cdot \sin \varphi \cdot \dot{\varphi} \cdot \omega_2 + r \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\omega}_2 = -b \cdot \sin \psi \cdot \dot{\psi} \cdot \omega_3 + b \cdot \cos \psi \cdot \dot{\omega}_3 \quad (22)$$

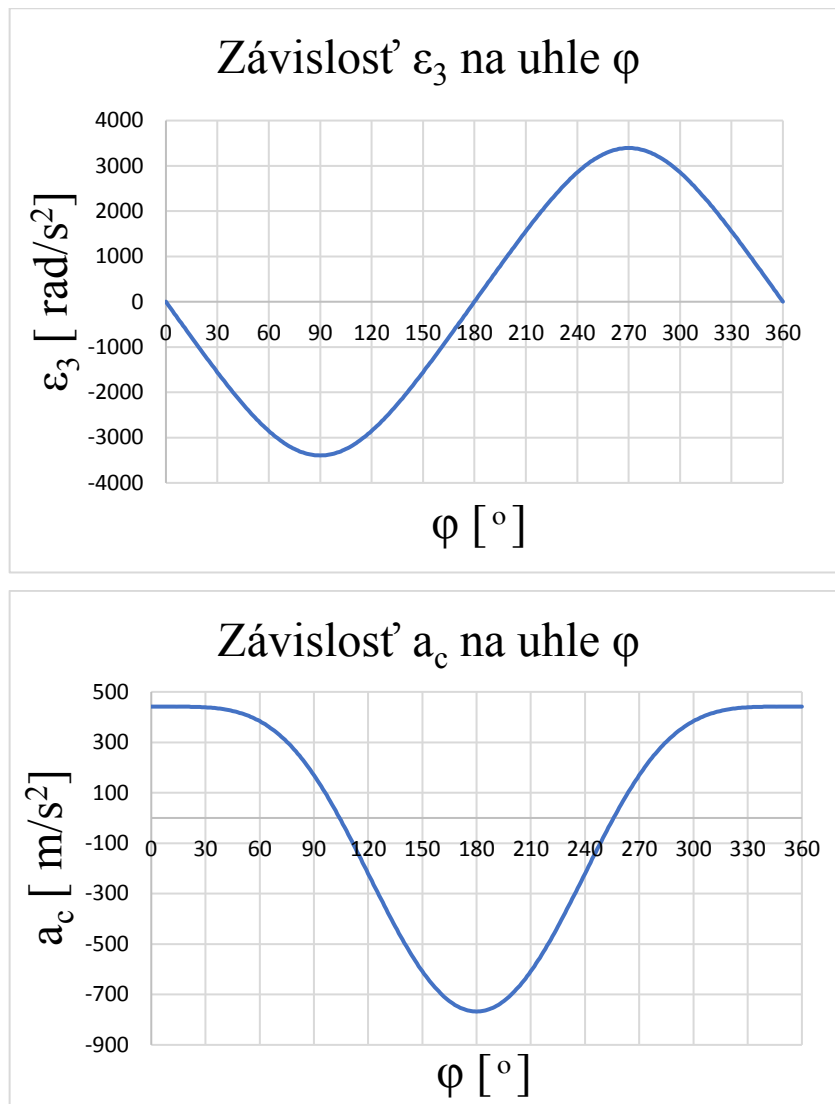
$$-r \cdot \sin \varphi \cdot \omega_2^2 + r \cdot \cos \varphi \cdot \varepsilon_2 = -b \cdot \sin \psi \cdot \omega_3^2 + b \cdot \cos \psi \cdot \varepsilon_3 \quad (23)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{-r \cdot \sin \varphi \cdot \omega_2^2 + r \cdot \cos \varphi \cdot \varepsilon_2 + b \cdot \sin \psi \cdot \omega_3^2}{b \cdot \cos \psi} \quad (24)$$

$$a_c = \ddot{y}_c = -b \cdot \cos \psi \cdot \dot{\psi} \cdot \omega_3 - b \cdot \sin \psi \cdot \dot{\omega}_3 + r \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} \cdot \omega_2 + r \cdot \sin \varphi \cdot \dot{\omega}_2 \quad (25)$$

$$a_c = -b \cdot \cos \psi \cdot \omega_3^2 - b \cdot \sin \psi \cdot \varepsilon_3 + r \cdot \cos \varphi \cdot \omega_2^2 + r \cdot \sin \varphi \cdot \varepsilon_2 \quad (26)$$

Do programu Microsoft Excel boli zadané rovnice (24) a (26), kde sú zo zadania známe $r = 0,05$ [m], $b = 0,185$ [m], $\omega_2 = 109,956$ [s⁻¹], $\varepsilon_2 = 0$. Bolo definované uhlové zrýchlenie ojnice ε_3 a zrýchlenie piestu (čapu C) a_c v závislosti na uhle φ .¹¹



Graf 3 – Priebehy uhlového zrýchlenia ε_3 (hore) a zrýchlenia a_c (dole) v závislosti na uhle φ

5.2 Tlaky vo valcoch

Primárna funkcia kompresoru spočíva v stlačovaní vzduchu v oboch valcoch. Parametre valcov a kľukového mechanizmu sú:

Tab. 2 – Parametre valcov a kľukového mechanizmu

$d_1 = 130$ [mm]	priemer valca I. stupňa
$d_2 = 65$ [mm]	priemer valca II. stupňa
$r = 50$ [mm]	polomer kľuky
$z_d = 2 \cdot r = 100$ [mm]	zdvih piestov

Vypočítané parametre:

$$S_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} = \pi \cdot \frac{13^2}{4} \cong 132,7 \text{ [cm}^2\text{]} \quad (27)$$

$$S_2 = \pi \cdot \frac{d_2^2}{4} = \pi \cdot \frac{6,5^2}{4} \cong 33,2 \text{ [cm}^2\text{]} \quad (28)$$

$$V_1 = S_1 \cdot z_d = 132,7 \cdot 10 \cong 1327 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (29)$$

$$V_2 = S_2 \cdot z_d = 33,2 \cdot 10 \cong 332 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (30)$$

kde S_1, S_2 – sú postupne plochy piestov I. a II. stupňa,

V_1, V_2 – sú postupne zdvihové objemy valca I. a II. stupňa.

Boli poskytnuté základné hodnoty pretlakov na jednotlivých výtlakoch:

$$p_1 = 2,8 \text{ baru} = 0,28 \text{ [MPa]}$$

$$p_2 = 10 \text{ barov} = 1 \text{ [MPa]}$$

V hornej polohe piestu zostáva nad piestami zvyšný objem. Celkový objem valcov v dolnej polohe piestov sa potom vypočíta:

$$V_{1c} = V_1 + V_{1zv} \quad (31)$$

$$V_{2c} = V_2 + V_{2zv} \quad (32)$$

kde V_{1zv}, V_{2zv} – sú postupne zvyšné objemy nad piestami I. a II. stupňa.

Stlačovanie vzduchu bude prebiehať v troch fázach. Predpokladá sa, že pri rýchlej výmene nedochádza k zdieľaniu tepla, ide teda o adiabatickú zmenu.

Pre adiabatickú zmenu platí:

$$p \cdot V^k = \text{konštanta} \quad (33)$$

kde p je absolútny tlak, $k = 1,4$ [-] je adiabatická konštanta a V je objem. ¹³

5.2.1 1. fáza – stlačenie vzduchu vo valci I. stupňa

V celkovom objeme V_{1c} sa nachádza vzduch o atmosférickom tlaku $p_a = 0,101325$ [MPa]. Pri zmenšení objemu o objem valca V_1 je tento vzduch stlačený do zvyšného objemu V_{1zv} .

Pri zmenšení objemu nastáva zväčšenie tlaku vzduchu, preto platí:

$$p_a \cdot V_{1C}^k = (p_a + p_1) \cdot V_{1ZV}^k \quad (34)$$

$$p_a \cdot (V_1 + V_{1ZV})^k = (p_a + p_1) \cdot V_{1ZV}^k \quad (35)$$

z toho sa po úprave dostane:

$$V_{1ZV} = \frac{V_1}{\sqrt[k]{\frac{p_a + p_1}{p_a}} - 1} = \frac{1327}{\sqrt[1,4]{\frac{0,101325 + 0,28}{0,101325}} - 1} = 841,4 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (36)$$

Hodnota pretlaku voči tlaku atmosférickému na výtlaku I. stupňa $p_1 = 0,28 \text{ [MPa]}$ bola známa. Potom vypočítaný zvyšný objem je $V_{1ZV} = 841,4 \text{ [cm}^3\text{]}$.^{13, 12}

5.2.2 2. fáza – expanzia vzduchu z valca I. stupňa do valca II. stupňa

Vo valci I. stupňa je zvyšný objem V_{1ZV} o pretlaku p_1 . Súčasne vo valci II. stupňa je celkový objem V_{2C} o atmosférickom tlaku p_a . Nastáva otvorenie ventilu a následné spojenie objemov do jedného celkového objemu:

$$V_C = V_{1ZV} + V_{2C} = 793,2 + 514,6 = 1307,8 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (37)$$

Vzduch o objeme V_{1ZV} stlačený na tlak p_1 expanduje do objemu V_{2C} , kde následne jeho tlak klesá. Vzduch o objeme V_{2C} a o atmosférickom tlaku p_a je potom stlačovaný a jeho tlak stúpa. Nakoniec nastane vyrovnanie tlakov a následné prerozdelenie objemov.

Pre vzduch stlačený v objeme V_{1ZV} platí:

$$(p_a + p_1) \cdot V_{1ZV}^k = (p_a + p_V) \cdot V_A^k \quad (38)$$

V tejto rovnici sa vyskytuje tlak p_V . Ide o výsledný pretlak v celkovom objeme V_C po vyrovnaní tlakov. V_A je objem vzduchu pôvodne stlačeného v objeme V_{1ZV} expandovaného do objemu V_{2C} . Pre vzduch o atmosférickom tlaku v objeme V_{2C} platí:

$$p_a \cdot V_{2C}^k = (p_a + p_V) \cdot V_B^k \quad (39)$$

kde V_B je objem stlačeného vzduchu pôvodne o atmosférickom tlaku v objeme V_{2C} .

Ďalej musí platiť:

$$V_A + V_B = V_C = 1307,8 \text{ [cm}^3\text{]} \quad (40)$$

Riešením sústavy týchto 3 rovníc (38), (39) a (40) o 3 neznámych získame hodnoty V_A, V_B a hlavne konečný pretlak p_V po vyrovnaní tlakov, a to nasledovne:

$$V_A = 380,8 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$V_B = 927 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$p_V = 0,157 \text{ [MPa]} = 1,57 \text{ [bar]}$$

Potom nastane uzatvorenie ventilu a objemy valcov sú opäť od seba oddelené.

Veľmi dôležité je si uvedomiť, že priebeh 2. fáze je idealizovaný, pretože bolo počítané s predstavou, že sa všetko udeje v jeden okamih. V skutočnosti to však trvá určitý čas a objemy sa v dôsledku pohybu piestov menia. ^{13, 12}

5.2.3 3. fáza – stlačenie vzduchu vo valci II. stupňa

V celkovom objeme V_{2C} sa nachádza vzduch s pretlakom p_V . Zmenšením objemu o zdvihový objem V_2 je tento vzduch stlačený do zvyšného objemu V_{2ZV} .

Platí:

$$(p_a + p_V) \cdot V_{2C}^k = (p_a + p_2) \cdot V_{2ZV}^k \quad (41)$$

$$(p_a + p_V) \cdot (V_2 + V_{2ZV})^k = (p_a + p_2) \cdot V_{2ZV}^k \quad (42)$$

z toho sa po úprave dostane:

$$\begin{aligned} V_{2ZV} &= \frac{\sqrt[k]{(p_a + p_V) \cdot V_2}}{\sqrt[k]{(p_a + p_2)} - \sqrt[k]{(p_a + p_V)}} = \\ &= \frac{\sqrt[1,4]{(0,101325 + 0,157) \cdot 332}}{\sqrt[1,4]{(0,101325 + 1)} - \sqrt[1,4]{(0,101325 + 0,157)}} = 182,6 \text{ [cm}^3\text{]} \end{aligned} \quad (43)$$

Hodnota pretlaku voči tlaku atmosférickému na výtlaku II. stupňa $p_1 = 0,28 \text{ [MPa]}$ bola známa. Potom vypočítaný zvyšný objem je $V_{2ZV} = 182,6 \text{ [cm}^3\text{]}$. ^{13, 12}

5.2.4 Tlakové sily

Tlakové sily vo valcoch určujú príslušné plochy a tlaky. Pri prvej pol otáčke kľuky dochádza k stláčaniu vzduchu vo valci I. stupňa.

Definujeme maximálnu silu F_{1MAX} :

$$F_{1MAX} = p_1 \cdot S_1 = 0,28 \cdot 10^6 \cdot 1327 \cdot 10^{-5} = 3715,6 \text{ [N]} \quad (44)$$

Pri druhej pol otáčke kľuky dochádza k stláčaniu vzduchu vo valci II. stupňa.

Definujeme maximálnu silu F_{2MAX} :

$$F_{2MAX} = p_2 \cdot S_2 = 1 \cdot 10^6 \cdot 332 \cdot 10^{-5} = 3320 \text{ [N]} \quad (45)$$

Na vykreslenie závislosti tlakových síl vo valcoch na uhle φ je potrebné použiť nejaký vzťah, rovnicu, v ktorej bude zaistená závislosť sily, poprípade tlaku na uhle φ . Vychádza sa z rovnice pre adiabatickú zmenu: ^{13, 12}

$$p \cdot V^k = \text{konštanta} \quad (46)$$

Všeobecne teda platí:

$$p_{F1} \cdot V_{F1}^k = p_a \cdot V_{1C}^k \quad (47)$$

$$p_{F1} = \frac{p_a \cdot V_{1C}^k}{[S_1 \cdot (z_d - \Delta y_c) + V_{1ZV}]^k} \quad (48)$$

a podobne pre tlak vo valci II. stupňa:

$$p_{F2} \cdot V_{F2}^k = (p_a + p_V) \cdot V_{2C}^k \quad (49)$$

$$p_{F2} = \frac{(p_a + p_V) \cdot V_{2C}^k}{[S_2 \cdot (z_d - \Delta y_c) + V_{2ZV}]^k} \quad (50)$$

$$\Delta y_c = y_c - 135 \text{ [mm]} \quad (51)$$

kde p_{F1} – je všeobecný tlak vo valci I. stupňa, vyjadrený v závislosti na uhle φ ,

V_{F1} – je všeobecný objem vo valci I. stupňa, odpovedajúci tlaku p_{F1} ,

k – je adiabatická konštanta,

p_a – je atmosférický tlak,

V_{1C} – je celkový objem valca I. stupňa v dolnej polohe piestu,

S_1, S_2 – sú postupne plochy piestov I. a II. stupňa,

z_d – je zdvih piestov,

Δy_c – zmena súradnice závislej na uhle φ , ovplyvňujúca veľkosť objemov valcov,

V_{1ZV}, V_{2ZV} – sú postupne zvyšné objemy nad piestami I. a II. stupňa,

p_{F2} – je všeobecný tlak vo valci II. stupňa, vyjadrený v závislosti na uhle φ ,

V_{F2} – je všeobecný objem vo valci II. stupňa, odpovedajúci tlaku p_{F2} ,

p_V – je konečný pretlak po vyrovnaní tlakov po 2. fáze.

Treba si však uvedomiť, že pre získanie potrebného tlaku na spočítanie síl v každom okamihu otočenia kľuky je potrebné od tlaku p_{F1} , p_{F2} odpočítať tlak p_a :

$$p_{F1V} = p_{F1} - p_a \quad (52)$$

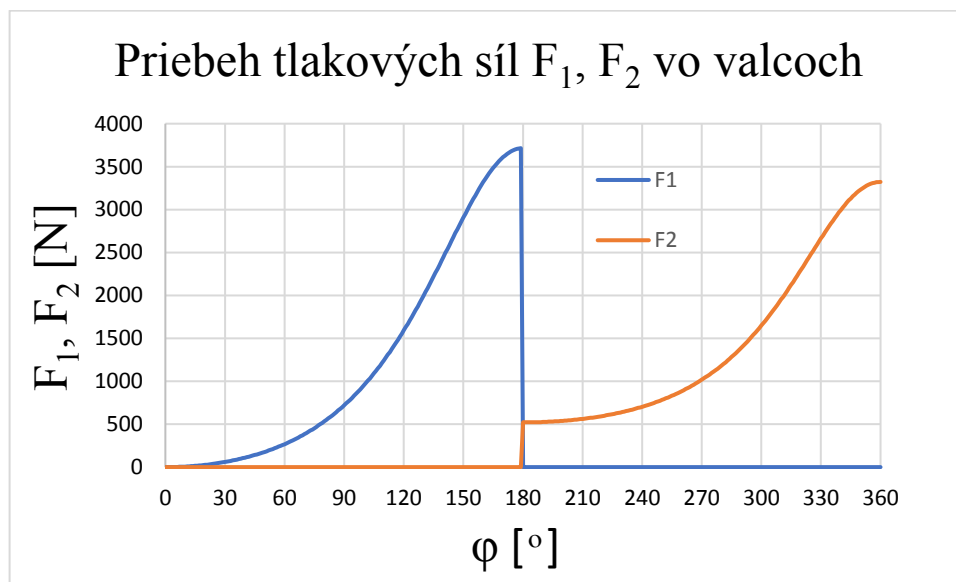
$$p_{F2V} = p_{F2} - p_a \quad (53)$$

Plochy piestov I. a II. stupňa sa nemenia, takže tlakové sily sú popísané rovnicami:

$$F_1 = p_{F1V} \cdot S_1 \text{ [N]} \quad (54)$$

$$F_2 = p_{F2V} \cdot S_1 \text{ [N]} \quad (55)$$

Do programu Microsoft Excel boli zadané nasledujúce závislosti. Boli definované tlakové sily F_1, F_2 v závislosti na uhle φ .



Graf 4 – Priebeh tlakových síl F_1, F_2 vo valcoch

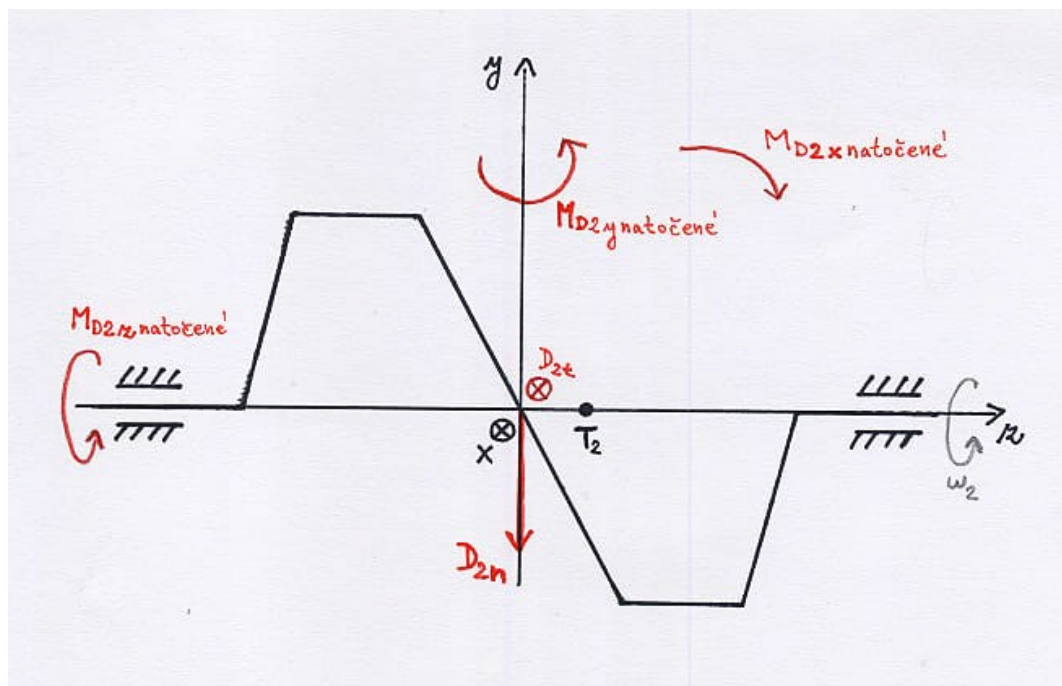
Piesty jednotlivých valcov sú v protifáze, to znamená, že keď sa piest I. stupňa nachádza v hornej úvrati, naopak piest II. stupňa sa nachádza v dolnej úvrati. Z toho vyplýva, že pri vratnom pohybe jednotlivých piestov na seba nepôsobí tlaková sila. Práve preto je v grafe tlaková sila F_1 od hodnoty $\varphi = 180$ [°] nulová a rovnako nulová je zase tlaková sila F_2 po hodnotu $\varphi = 180$ [°].^{13, 12}

5.3 Dynamické účinky

Na každý člen kľukového mechanizmu pôsobia dynamické účinky. Tieto odvodené účinky z každého člena kľukového mechanizmu sa prenášajú do reakcií a tie následne až na skriňu kompresoru. V tejto podkapitole bolo zmenené značenie osí z dôvodu jednoduchšieho pracovania so zdrojmi. Pozícia osi y zostala rovnaká, os x sa zmenila na os z a opačne.

5.3.1 Kľukový hriadeľ – člen č. 2

Rotačný pohyb kľuky je definovaný konštantnými otáčkami, resp. uhlovou rýchlosťou ω_2 , z čoho vyplýva, že uhlové zrýchlenie $\varepsilon_2 = 0$.



Obr. 20 – Dynamické účinky pôsobiace na kľukový hriadeľ

Dynamické účinky pôsobiace na hriadeľ sú nasledovné: ⁴

$$D_{2n} = m_{KH} \cdot \omega_2^2 \cdot r_T \text{ [N]} \quad (56)$$

kde D_{2n} – je normálová d'Alembertova sila,
 m_{KH} – je hmotnosť kľukovej hriadele,
 ω_2 – je uhlová rýchlosť kľuky,
 r_T – je vzdialenosť ťažiska kľukovej hriadele od osi rotácie.

$$D_{2t} = m_{KH} \cdot \varepsilon_2 \cdot r_T = 0 \text{ [N]} \quad (57)$$

kde D_{2t} – je dotyková d'Alembertova sila,
 $\varepsilon_2 = 0$ – je uhlové zrýchlenie kľuky.

$$M_{D2x} = -D_{yz} \cdot \omega_2^2 \text{ [N·m]} \quad (58)$$

$$M_{D2y} = D_{xz} \cdot \omega_2^2 \text{ [N·m]} \quad (59)$$

$$M_{D2z} = -I_z \cdot \varepsilon_2 = 0 \text{ [N·m]} \quad (60)$$

kde $M_{D2x}, M_{D2y}, M_{D2z}$ – sú d'Alembertove momenty,
 D_{xy}, D_{xz}, D_{yz} – sú deviačné momenty kľukového hriadeľa,
 ω_2 – je uhlová rýchlosť kľuky.

Keďže zrýchlenie $\varepsilon_2 = 0$, tak uhlová rýchlosť kľuky je konštantná, z čoho vyplýva, že aj dynamické účinky budú konštantné. V predchádzajúcej kapitole však boli posunuté osi tak, aby ťažisko ležalo na osi rotácie a boli prevedené úpravy vývažkov kľukového hriadeľa, aby mal všetky deviačné momenty $D_{xy}, D_{xz}, D_{yz} = 0$. Potom sa dá tvrdiť, že dynamické účinky na kľukovom hriadieli sú taktiež nulové.

Všeobecne sa však musí počítať s tým, že kľukový hriadeľ nebol vyvážený, takže deviačný moment je $D_{yz} = 4409 \text{ [kg·mm}^2\text{]}$. Preto je nutné definovať hodnoty $D_{xznatočené}$ a $D_{yznatočené}$ pri natočených osiach x, y a z , keďže kľukový hriadeľ nie je v statickej polohe.

Tento vzťah medzi maticami zotrvačnosti v oboch súradnicových systémoch je získaný, keď je vynásobená matica zotrvačnosti pre pôvodné osi I zľava inverznou transformačnou maticou T^{-1} a sprava transformačnou maticou T .¹

$$I_{natočené} = T^{-1} \cdot I \cdot T \quad (61)$$

$$I_{natočené} = \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} I_x & -D_{xy} & -D_{xz} \\ -D_{xy} & I_y & -D_{yz} \\ -D_{xz} & -D_{yz} & I_z \end{pmatrix} \quad (62)$$

$$\cdot \begin{pmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Z matice zotrvačnosti je potrebné získať práve spomínané zložky $D_{xznatočené}$ a $D_{yznatočené}$:

$$D_{xznatočené} = -D_{yz} \cdot \sin \varphi + D_{xz} \cdot \cos \varphi = -D_{yz} \cdot \sin \varphi + 0 = -D_{yz} \cdot \sin \varphi \quad (63)$$

$$D_{yznatočené} = D_{yz} \cdot \cos \varphi + D_{xz} \cdot \sin \varphi = D_{yz} \cdot \cos \varphi + 0 = D_{yz} \cdot \cos \varphi \quad (64)$$

Následne je možno definovať aj d'Alembertove momenty pre natočené osi x a y :^{1, 4}

$$M_{D2xnatočené} = -D_{yznatočené} \cdot \omega_2^2 = -D_{yz} \cdot \cos \varphi \cdot \omega_2^2 \quad (65)$$

$$M_{D2ynatočené} = D_{xznatočené} \cdot \omega_2^2 = -D_{yz} \cdot \sin \varphi \cdot \omega_2^2 \quad (66)$$

5.3.2 Ojnica – člen č. 3

Ojnica koná obecný rovinný pohyb, ktorý je rozložený na základné pohyby, a to posuv a rotáciu. Dynamické účinky sa potom získajú superpozíciou týchto dvoch pohybov.

Dynamické účinky pôsobiace na ojnicu sú nasledovné:^{1, 3, 4}

$$D_{3p} = m_o \cdot a_c \text{ [N]} \quad (67)$$

kde D_{3p} – je d'Alembertova sila charakterizujúca posuvný pohyb,
 m_o – je hmotnosť ojnice,
 a_c – je zrýchlenie čapu piestu C.

$$D_{3n} = m_o \cdot \omega_3^2 \cdot b_T \text{ [N]} \quad (68)$$

kde D_{3n} – je normálová d'Alembertova sila pre rotačný pohyb,
 ω_3 – je uhlová rýchlosť ojnice,
 b_T – je vzdialenosť ťažiska ojnice od čapu piestu C.

$$D_{3t} = m_o \cdot \varepsilon_3 \cdot b_T \text{ [N]} \quad (69)$$

kde D_{3t} – je dotyková d'Alembertova sila pre rotačný pohyb,
 ε_3 – je uhlové zrýchlenie ojnice.

$$M_{D3} = I_{oC} \cdot \varepsilon_3 \text{ [N·m]} \quad (70)$$

kde M_{D3} – je d'Alembertov moment pre rotačný pohyb,
 I_{oC} – je moment zotrvačnosti ojnice k čapu piestu C.

Pre získanie I_{oC} je potrebné použiť Steinerovú vetu:

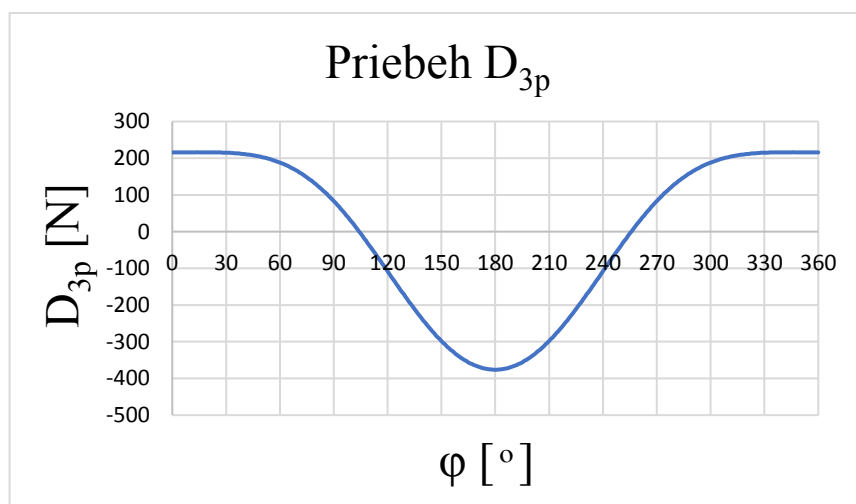
$$I_{oC} = I_{oT} + m_o \cdot b_T^2 \quad (71)$$

$$I_{oC} = 6216,763 + 0,49 \cdot 138^2$$

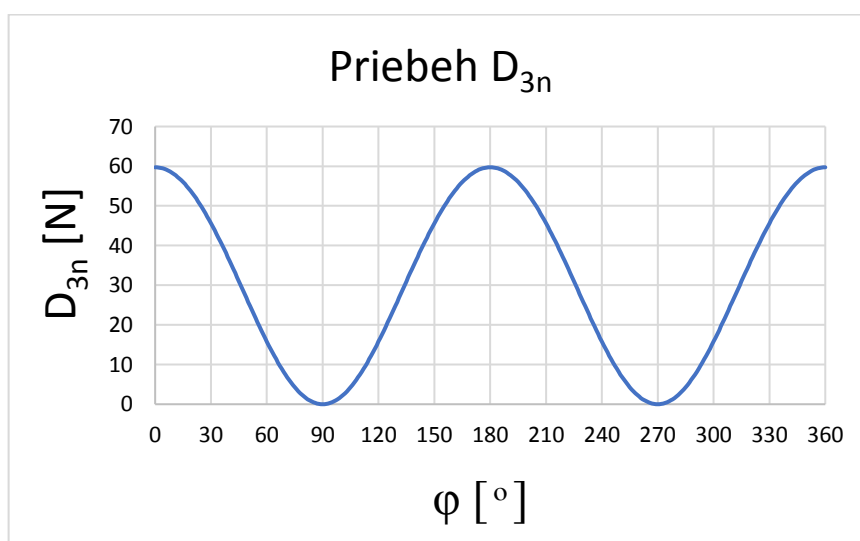
$$I_{oC} = 15548,323 \text{ [kg}\cdot\text{mm}^2] = 15548,323 \cdot 10^{-6} \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$$

kde I_{oT} – je moment zotrvačnosti ojnice k jej ťažisku. [kg·m²]

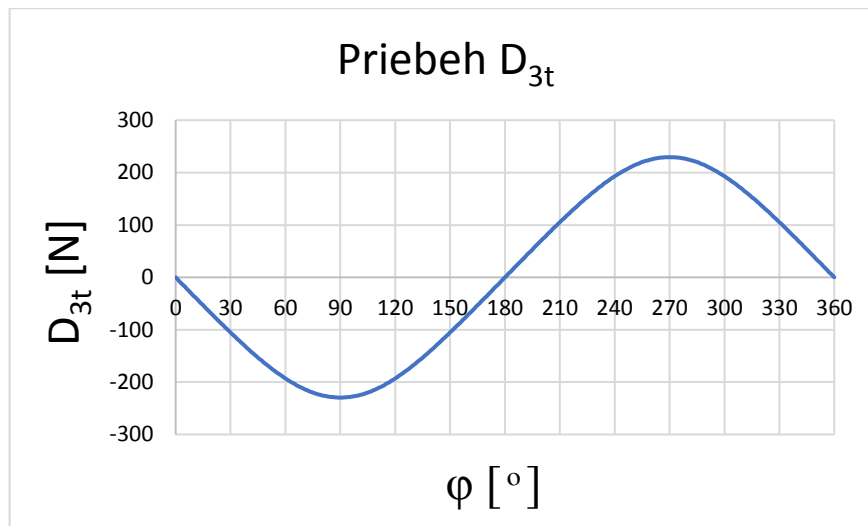
Hodnoty I_{oT} a b_T boli zistené z dodaného modelu ojnice pomocou programu Autodesk Inventor Professional 2019. Po dosadení závislostí, odvodených v podkapitole Kinematika, boli vykreslené priebehy dynamických účinkov pôsobiacich na ojniciu závislých na uhle φ .



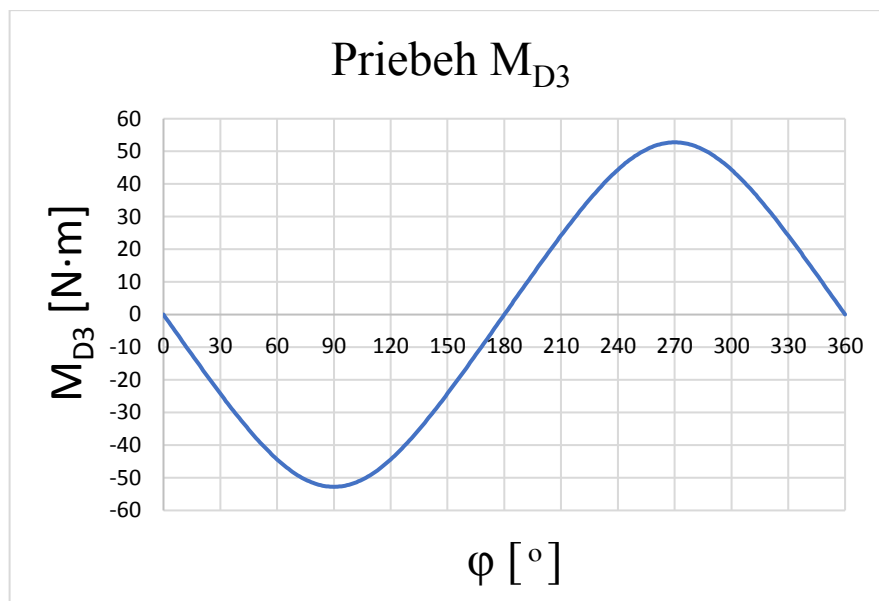
Graf 5 – Priebeh d'Alembertovej sily D_{3p}



Graf 6 – Priebeh d'Alembertovej sily D_{3n}



Graf 7 – Priebeh d'Alembertovej sily D_{3t}



Graf 8 – Priebeh d'Alembertovho momentu M_{D3}

5.3.3 Piest – člen č. 4

Piest koná posuvný vratný pohyb. Dynamický účinok pôsobiaci na piest je nasledujúci:

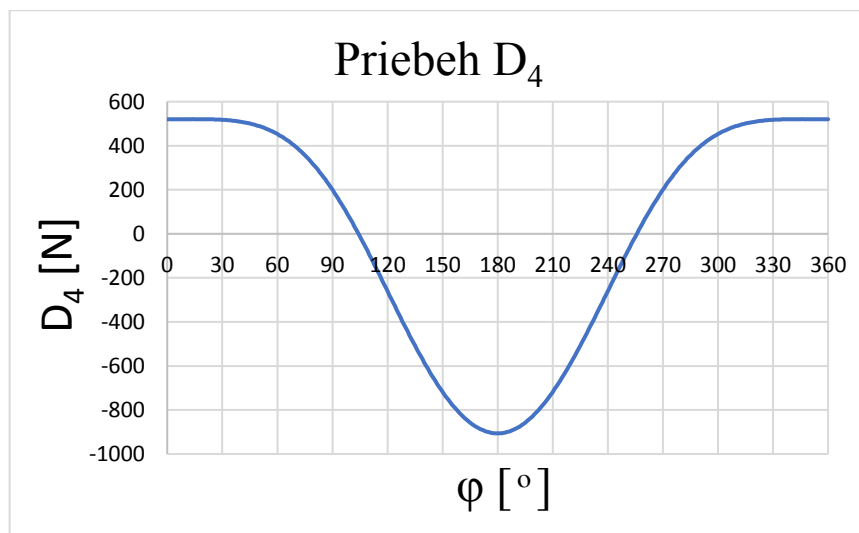
$$D_4 = m_{p1} \cdot a_c = m_{p2} \cdot a_c \text{ [N]} \quad (72)$$

kde D_4 – je d'Alembertova sila pôsobiaca na piest,

m_{p1}, m_{p2} – sú hmotnosti piestov,

a_c – je zrýchlenie čapu piestu C.

Opäť po dosadení závislostí, odvodených v podkapitole Kinematika, boli vykreslené priebehy dynamických účinkov pôsobiacich na piest závislých na uhle φ .^{1,3}



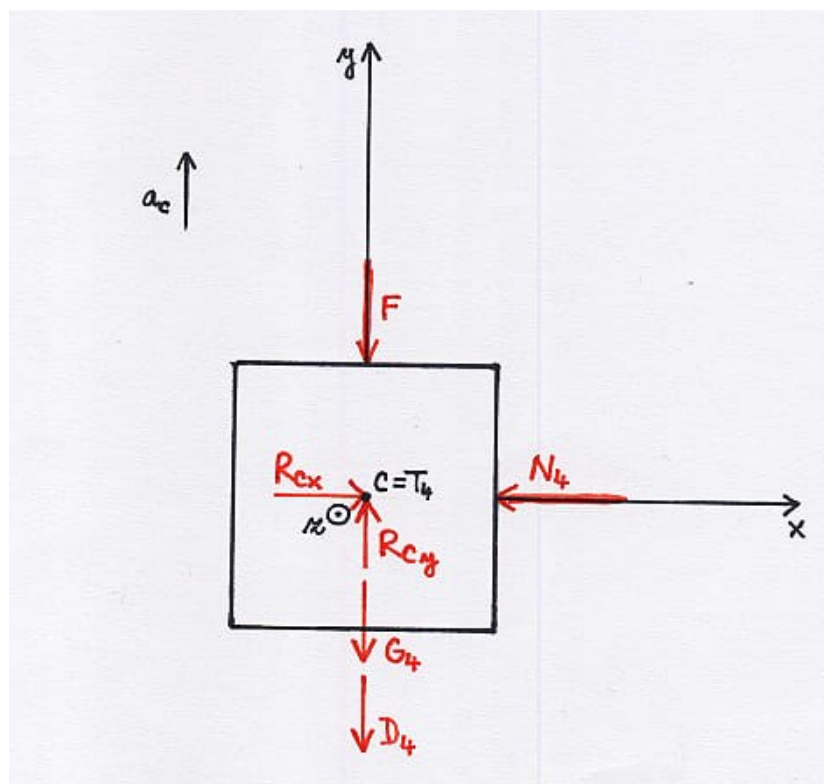
Graf 9 – Pribeh d'Alembertovej sily D_4

5.4 Riešenie síl

Pri riešení síl pôsobiacich na jednotlivé členy mechanizmu bola využitá metóda uvoľňovania. Sú zavedené väzbové sily, dynamické účinky, d'Alembertove sily a d'Alembertove momenty. Ďalej sú zostavené rovnice rovnováhy, z ktorých je vyriešený priebeh týchto väzbových síl na jednotlivých členoch mechanizmu a následne ich dopad na skriňu a pätky kompresoru.

5.4.1 Piest – člen č. 4

Pôsobenie síl bude riešené na piest I. stupňa i na piest II. stupňa. Na tieto členy pôsobí tlaková sila vo valcoch (F_1 , F_2) (pozri Tlakové sily), tiaž piestov (G_{14} , G_{24}), normálové reakcie od stien valcov (N_{14} , N_{24}), reakcie v čapoch C piestov (R_{Cx1} , R_{Cy1} , R_{Cx2} , R_{Cy2}) a d'Alembertova sila (D_4).



Obr. 21 – Pôsobenie síl a dynamických účinkov na piest

Sú zostavené rovnice rovnováhy pre smer osi x a osi y postupne pre piest I. a II. stupňa:

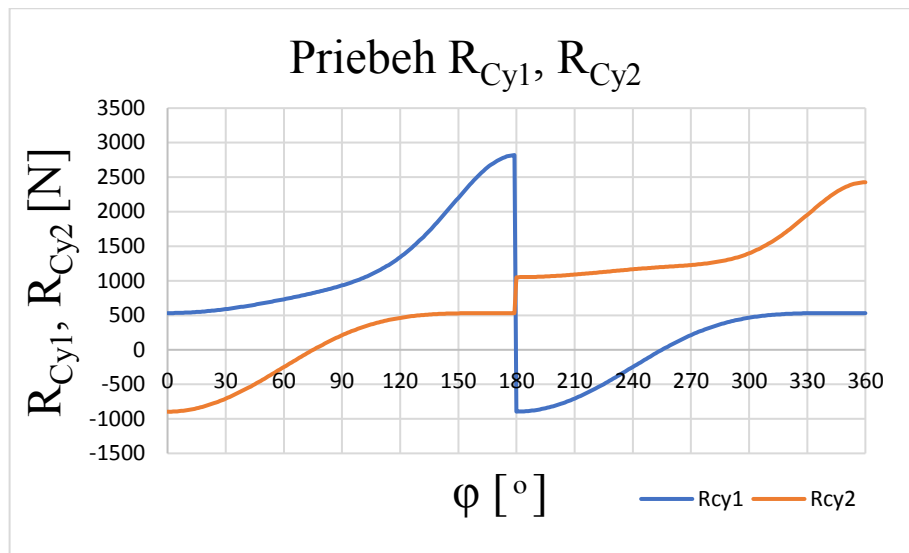
$$\sum F_{xi} = 0, \sum F_{yi} = 0$$

$$R_{Cx1} = N_{14} \quad (73)$$

$$R_{Cy1} = F_1 + G_{14} + D_4 \quad (74)$$

$$R_{Cx2} = N_{24} \quad (75)$$

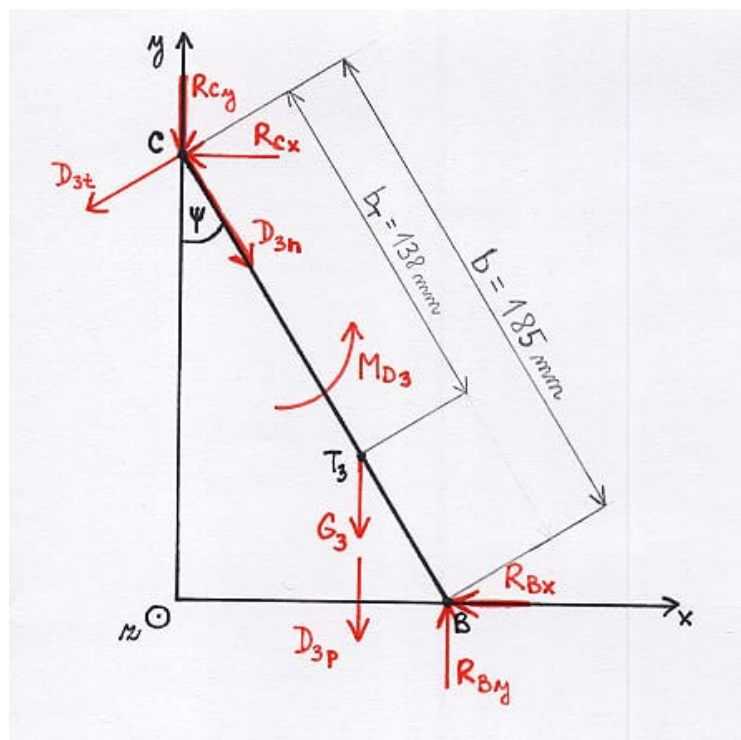
$$R_{Cy2} = F_2 + G_{24} + D_4 \quad (76)$$



Graf 10 – Priebeh reakcií R_{Cy1} , R_{Cy2}

5.4.2 Ojnica – člen č. 3

Podobne ako pri piestoch je potrebné riešiť aj obe ojnice piestov I. a II. stupňa. Rovnice rovnováhy pre obe ojnice budú tiež obdobné. Na tieto členy pôsobia tiaž ojnic (G_3 – rovnaká hodnota pre obe ojnice, lebo sú totožné), reakcie v čapoch C piestov ($R_{Cx1}, R_{Cy1}, R_{Cx2}, R_{Cy2}$), reakcie v čapoch B oboch ojnic ($R_{Bx1}, R_{By1}, R_{Bx2}, R_{By2}$), d'Alembertova sila pre posuv (D_{3p}), d'Alembertove sily pre rotáciu (D_{3n}, D_{3t}) a d'Alembertov moment (M_{D3}).



Obr. 22 – Pôsobenie síl a dynamických účinkov na ojnicu

Sú zostavené rovnice rovnováhy pre smer osi x a osi y postupne pre ojnice piestov I. a II. stupňa:

$$\sum F_{xi} = 0, \sum F_{yi} = 0, \sum M_{Bi} = 0$$

$$R_{Bx1} = D_{3n} \cdot \sin \psi - D_{3t} \cdot \cos \psi - R_{Cx1} \quad (77)$$

$$R_{By1} = D_{3p} + G_3 + D_{3n} \cdot \cos \psi + D_{3t} \cdot \sin \psi + R_{Cy1} \quad (78)$$

$$R_{Cx1} \quad (79)$$

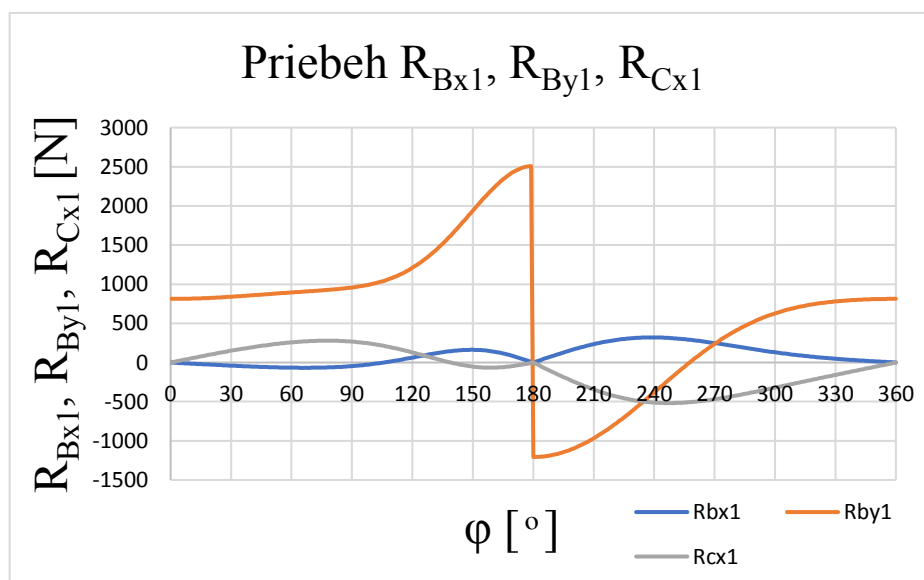
$$= \frac{-R_{Cy1} \cdot b \cdot \sin \psi - D_{3t} \cdot b - M_{D3} - G_3 \cdot (b - b_T) \cdot \sin \psi - D_{3p} \cdot (b - b_T) \cdot \sin \psi}{b \cdot \cos \psi}$$

$$R_{Bx2} = D_{3n} \cdot \sin \psi - D_{3t} \cdot \cos \psi - R_{Cx2} \quad (80)$$

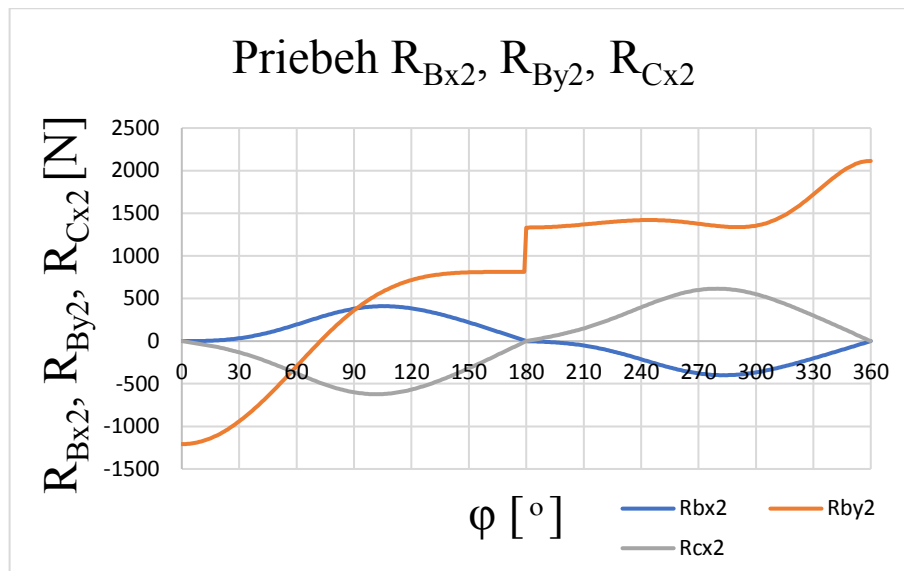
$$R_{By2} = D_{3p} + G_3 + D_{3n} \cdot \cos \psi + D_{3t} \cdot \sin \psi + R_{Cy2} \quad (81)$$

$$R_{Cx2} \quad (82)$$

$$= \frac{-R_{Cy2} \cdot b \cdot \sin \psi - D_{3t} \cdot b - M_{D3} - G_3 \cdot (b - b_T) \cdot \sin \psi - D_{3p} \cdot (b - b_T) \cdot \sin \psi}{b \cdot \cos \psi}$$



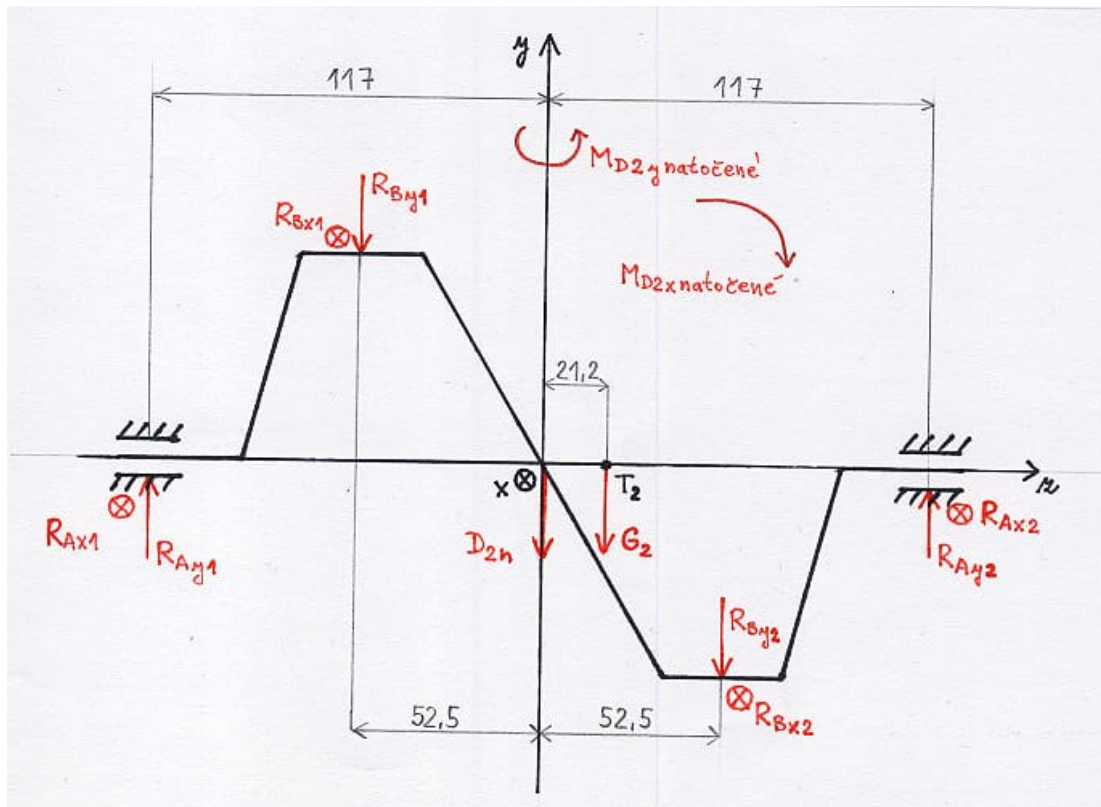
Graf 11 – Priebeh reakcií R_{Bx1} , R_{By1} , R_{Cx1}



Graf 12 – Priebeh reakcií R_{Bx2} , R_{By2} , R_{Cx2}

5.4.3 Kľukový hriadel' – člen č. 2

Pri kľukovom hriadeli je riešené súčasne pôsobenie väzbových síl od oboch ojníc valcov I. a II. stupňa. Na kľukový hriadel' pôsobí jej tiaž (G_2), reakcie v čapoch B oboch ojníc (R_{Bx1} , R_{By1} , R_{Bx2} , R_{By2}), reakcie v ložiskách (R_{Ax1} , R_{Ay1} , R_{Ax2} , R_{Ay2}), odstredivá d'Alembertova sila (D_{2n}) a d'Alembertove momenty ($M_{D2xnatočené}$, $M_{D2ynatočené}$). Na kľukový hriadel' samozrejme ešte pôsobí poháňací moment. Tento moment je rovný celkovému momentovému pôsobeniu reakcií R_{By} k osi z. K ďalšiemu riešeniu však táto momentová rovnica k osi z nebude potrebná.



Obr. 23 – Pôsobenie síl a dynamických účinkov na kľukový hriadeľ

Sú zostavené rovnice rovnováhy pre smer osi x a osi y :

$$\sum F_{xi} = 0, \sum F_{yi} = 0, \sum M_x = 0, \sum M_y = 0$$

$$R_{Ax2} = -R_{Ax1} - R_{Bx1} - R_{Bx2} - D_{2n} \cdot \sin \varphi \quad (83)$$

$$R_{Ay2} = R_{By1} + R_{By2} - R_{Ay1} + D_{2n} \cdot \cos \varphi + G_2 \quad (84)$$

$$R_{Ay1} = \frac{R_{By1} \cdot 52,5 - M_{D2xnatočené} - G_2 \cdot 21,2 - R_{By2} \cdot 52,5 + R_{Ay2} \cdot 117}{117} \quad (85)$$

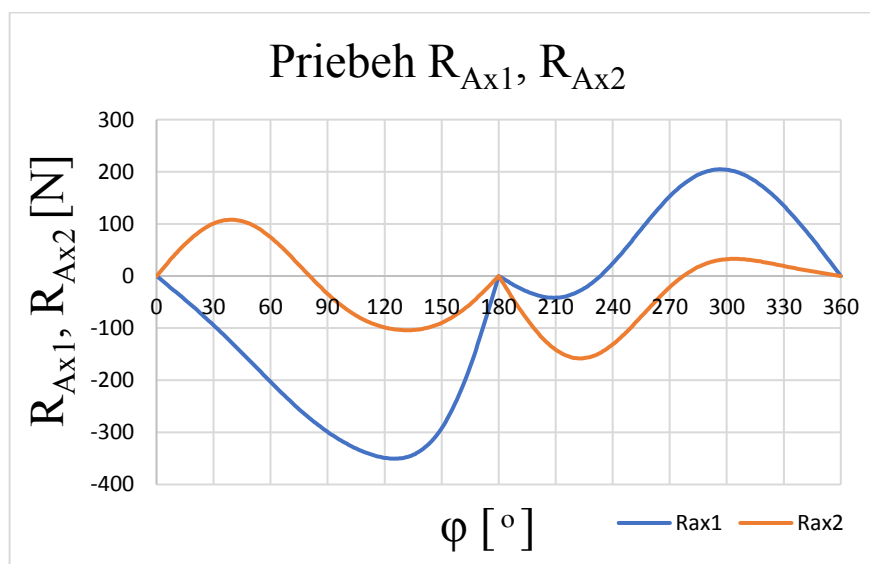
$$R_{Ax1} = \frac{-R_{Bx1} \cdot 52,5 + M_{D2ynatočené} + R_{Bx2} \cdot 52,5 + R_{Ax2} \cdot 117}{117} \quad (86)$$

Pri vyriešení sústavy rovníc (83) a (86) bolo vyjadrené R_{Ax1} a následne dosadené späť do rovnice (83). Z tejto rovnice je následne získané R_{Ax2} :

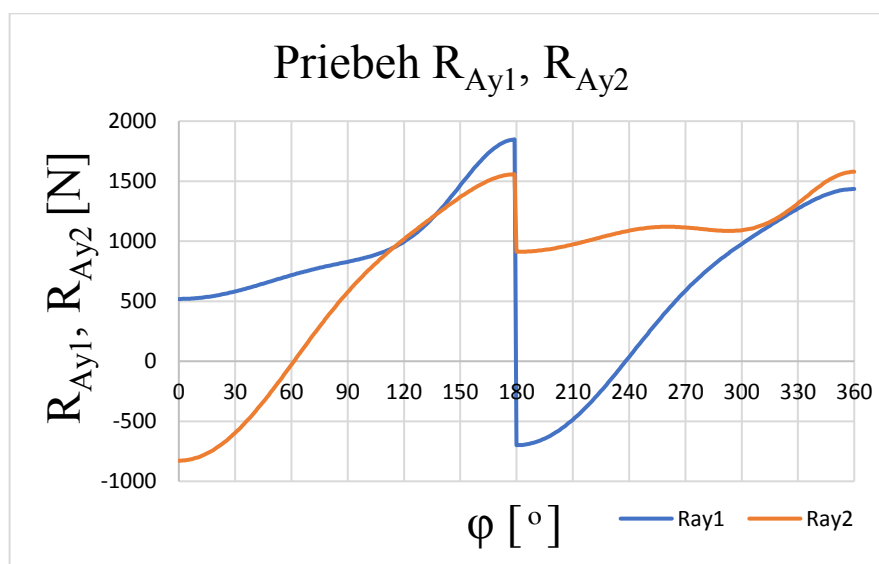
$$R_{Ax1} = \frac{-R_{Bx1} \cdot 169,5 + M_{D2ynatočené} - R_{Bx2} \cdot 64,5 - D_{2n} \cdot \sin \varphi \cdot 117}{234} \quad (87)$$

Obdobne pri vyriešení sústavy rovníc (84) a (85) bolo vyjadrené R_{Ay1} , ktoré bolo dosadené späť do rovnice (84) a následne získané R_{Ay2} :

$$R_{Ay1} = \frac{R_{By1} \cdot 169,5 - M_{D2xnatočené} + D_{2n} \cdot \cos \varphi \cdot 117 + G_2 \cdot 95,8 + R_{By2} \cdot 64,5}{234} \quad (88)$$



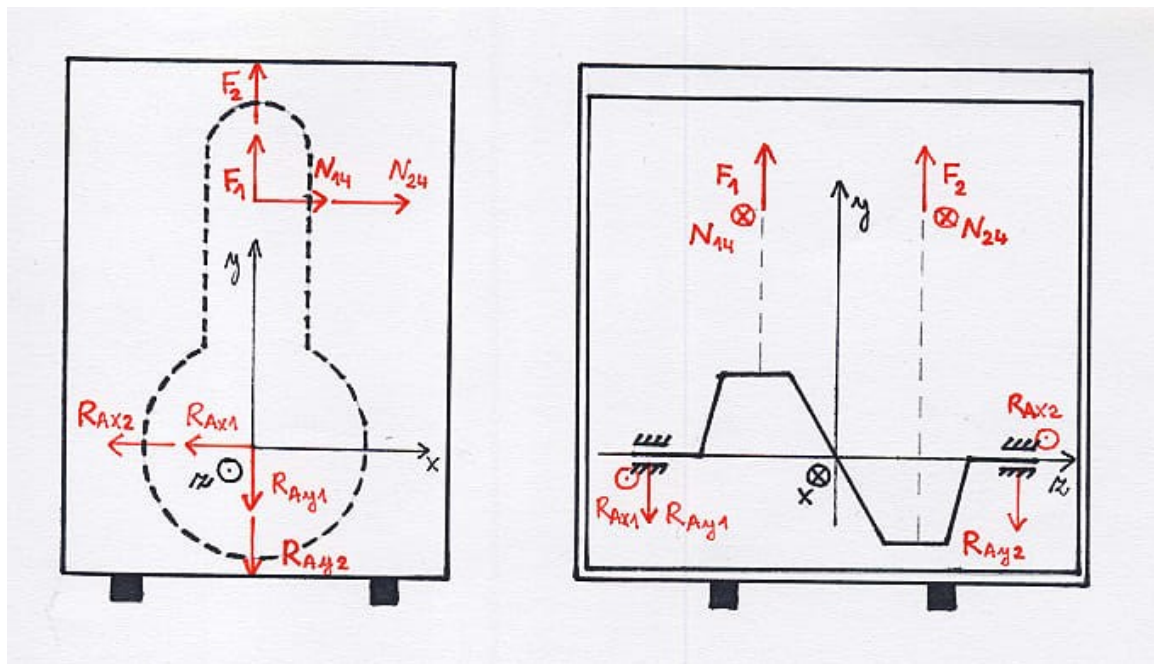
Graf 13 – Priebek reakcií R_{Ax1} , R_{Ax2}



Graf 14 – Priebek reakcií R_{Ay1} , R_{Ay2}

5.4.4 Skriňa kompresoru – člen č. 1

Kľukový hriadeľ je uložený v skriňi kompresoru v ložiskách. Na skriňu kompresoru teda pôsobia reakcie od ložísk ($R_{Ax1}, R_{Ax2}, R_{Ay1}, R_{Ay2}$), normálové reakcie prenášané z piestov na steny valcov (N_{14}, N_{24}) a tlakové sily vo valcoch (F_1, F_2). Sú zostavené rovnice pre súčet síl v smere osí x a y , súčet momentov ku všetkým osiam.



Obr. 24 – Pôsobenie síl a dynamických účinkov na skriňu kompresoru

Je potrebné zistiť celkový priebeh silových a momentových účinkov na skriňu kompresoru:

$$\sum F_{xi}, \sum F_{yi}, \sum M_x, \sum M_y, \sum M_z$$

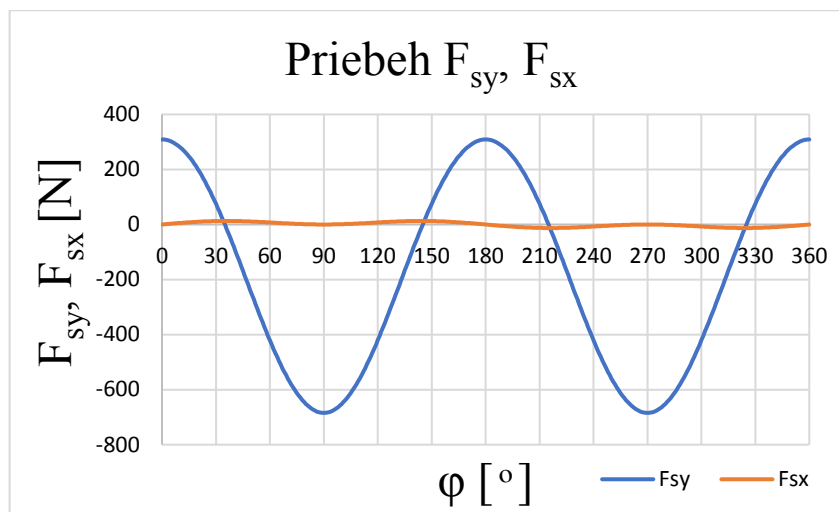
$$F_{sx} = N_{14} + N_{24} - R_{Ax1} - R_{Ax2} \quad (89)$$

$$F_{sy} = F_1 + F_2 - R_{Ay1} - R_{Ay2} \quad (90)$$

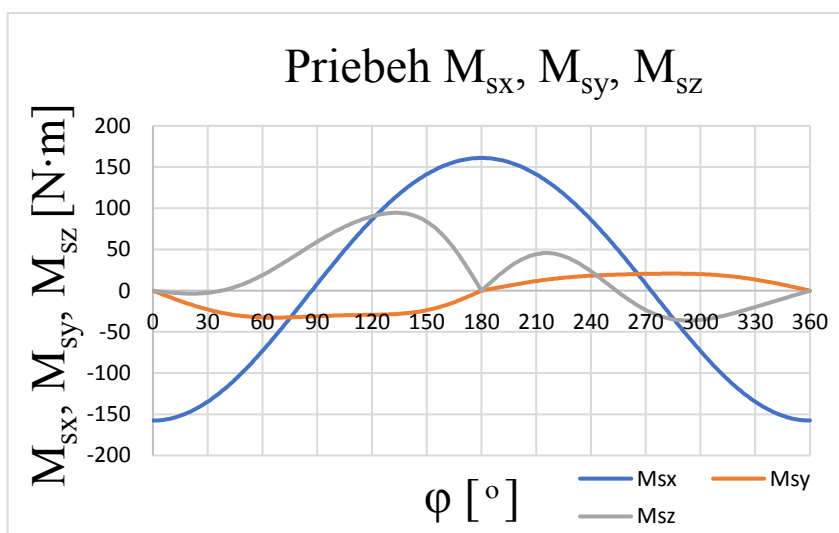
$$M_{sx} = -R_{Ay1} \cdot 117 + R_{Ay2} \cdot 117 + F_1 \cdot 52,5 - F_2 \cdot 52,5 \quad (91)$$

$$M_{sy} = R_{Ax1} \cdot 117 - R_{Ax2} \cdot 117 \quad (92)$$

$$M_{sz} = -N_{14} \cdot y_c - N_{24} \cdot y_c \quad (93)$$



Graf 15 – Priebek silových účinkov F_{sx} , F_{sy} na skrini kompresoru

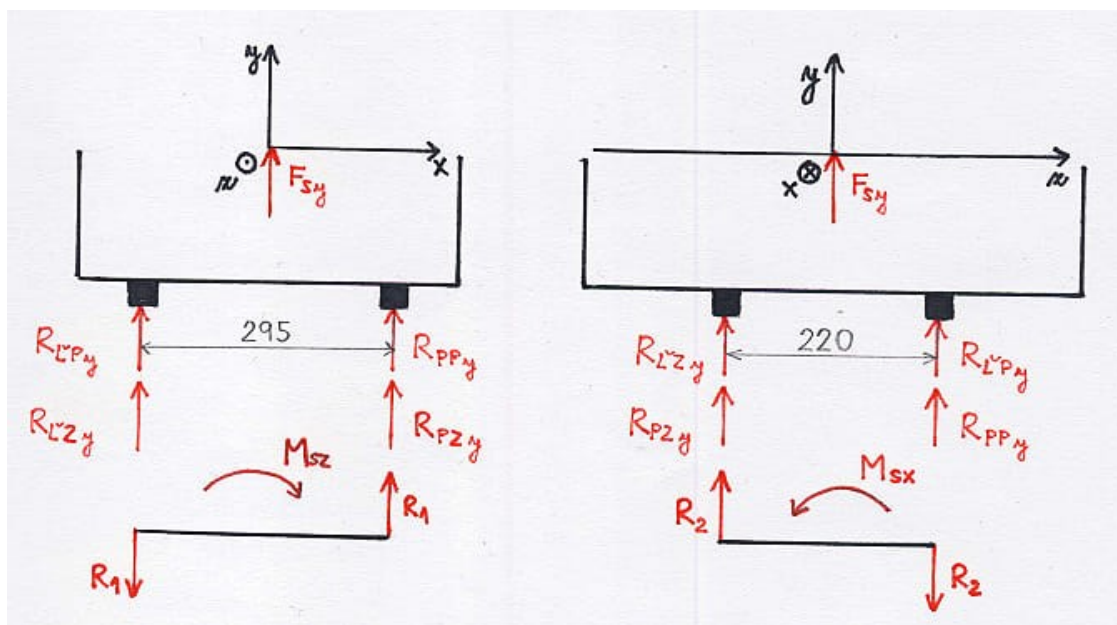


Graf 16 – Priebek momentových účinkov M_{sx} , M_{sy} , M_{sz} na skrini kompresoru

5.4.5 Pätky kompresoru

Zaťaženie od skrine kompresoru sa prenáša na pätky kompresoru. Daný kompresor stojí na 4 pätkách, 2 pároch, ktoré sú od seba vzdialené na osi x – 295 [mm] a na osi z – 220 [mm] (pozri Obr. 25).

Pri riešení reakcií na daných pätkách sa predpokladá rovnomerné rozloženie celkového silového účinku skrine kompresoru. Reakcie v smere osi y sú označené R_{LPy} (ľavá predná), R_{LZy} (ľavá zadná), R_{PPy} (pravá predná) a R_{PZy} (pravá zadná).



Obr. 25 – Reakcie v pätkách kompresoru pre smer osi y

Okrem celkového silového účinku F_{sy} , rozdeleného presne na štvrtiny bude na reakcie v pätkách v tomto smere pôsobiť aj moment M_{sx} , ktorý je vyvážený silovou dvojicou I a moment M_{sy} , ktorý je vyvážený silovou dvojicou II.

Silovú dvojicu I tvoria reakcie R_1 na ramene $0,295\text{ m}$ o hodnote

$$R_1 = \frac{M_{sx}}{2 \cdot 0,295} \text{ [N]} \quad (94)$$

Keďže táto reakcia R_1 pripadá na každej strane práve dvom pätkám, je nutné ku každej pripočítať, prípadne odpočítať vždy práve polovicu tejto reakcie.

Obdobne to bude pri silovej dvojici II. Tú tvoria reakcie R_2 na ramene $0,22\text{ m}$, veľkosti

$$R_2 = \frac{M_{sy}}{2 \cdot 0,22} \text{ [N]} \quad (95)$$

Opäť bude potrebné pripočítať alebo odpočítať ku každej pätku práve polovicu tejto reakcie.

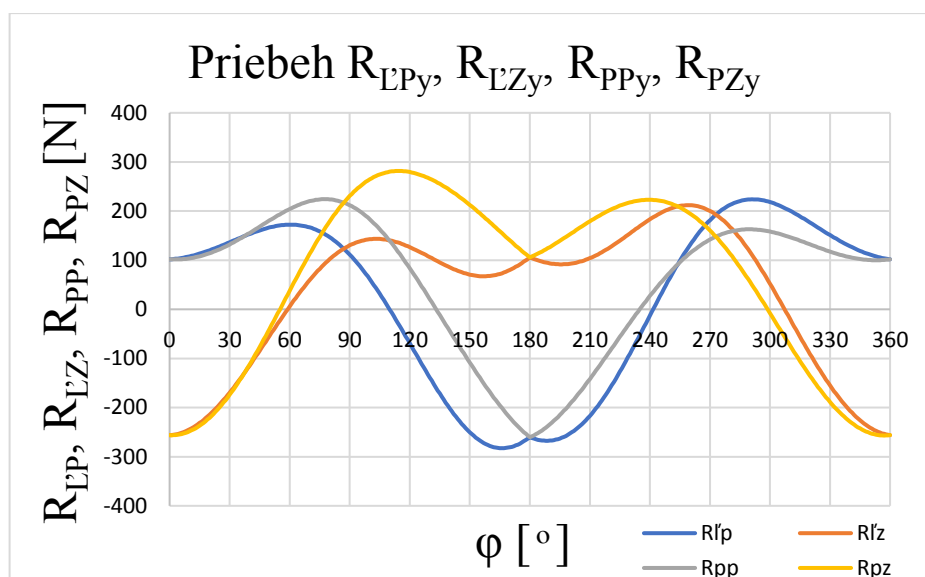
Reakcie v pätkách pre smer osi y sú nasledovné:

$$R_{LPy} = \frac{-F_{sy}}{4} - R_1 - R_2 = \frac{-F_{sy}}{4} - \frac{M_{sx}}{4 \cdot 0,295} - \frac{M_{sy}}{4 \cdot 0,22} \quad (96)$$

$$R_{LZy} = \frac{-F_{sy}}{4} - R_1 + R_2 = \frac{-F_{sy}}{4} - \frac{M_{sx}}{4 \cdot 0,295} + \frac{M_{sy}}{4 \cdot 0,22} \quad (97)$$

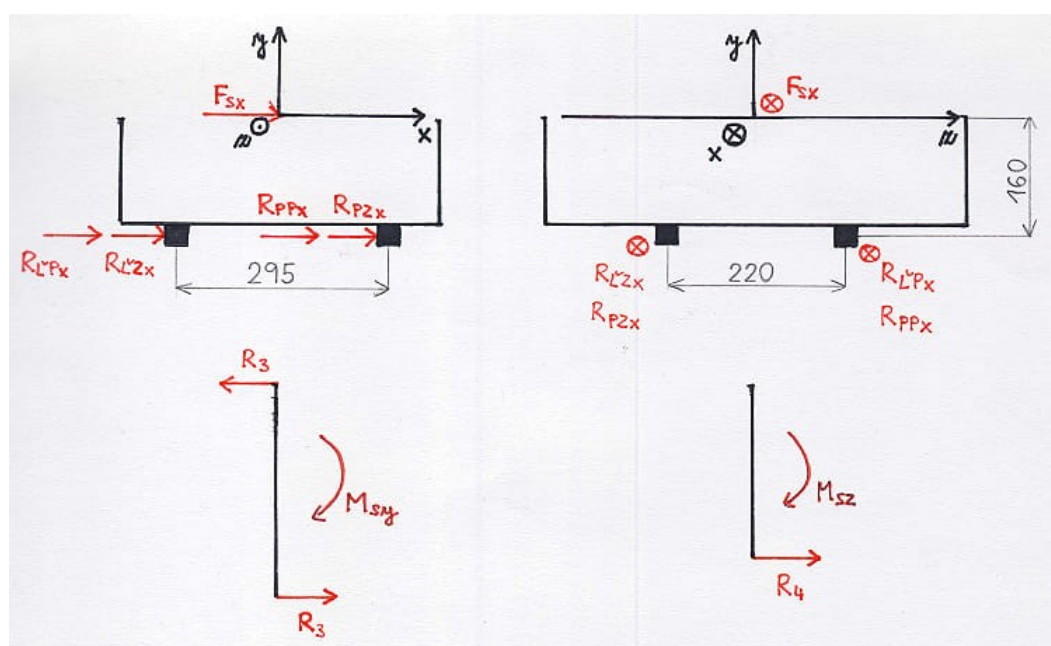
$$R_{PPy} = \frac{-F_{sy}}{4} + R_1 - R_2 = \frac{-F_{sy}}{4} + \frac{M_{sz}}{4 \cdot 0,295} - \frac{M_{sx}}{4 \cdot 0,22} \quad (98)$$

$$R_{PZy} = \frac{-F_{sy}}{4} + R_1 + R_2 = \frac{-F_{sy}}{4} + \frac{M_{sz}}{4 \cdot 0,295} + \frac{M_{sx}}{4 \cdot 0,22} \quad (99)$$



Graf 17 – Priebeh reakcií v smere osi y na pätkách kompresoru

Podobne sa bude postupovať aj pri reakciách v smere osi x. Rozdiel v značení bude iba ten, že budú zamenené indexy y za x. Taktiež sa predpokladá rovnomerné rozloženie celkového silového účinku F_{sx} na všetky štyri pätky. Ďalej tu pôsobí moment M_{sy} vyvážený silovou dvojicou III a moment M_{sz} vyvážený silovou dvojicou IV.



Obr. 26 – Reakcie v pätkách kompresoru pre smer osi x

Silovú dvojicu III tvoria reakcie R_3 na ramene $0,22\text{ m}$, každá s hodnotou

$$R_3 = \frac{M_{sy}}{2 \cdot 0,22} \text{ [N]} \quad (100)$$

Taktiež bude ku každej pätky pričítaná alebo odčítaná práve polovica tejto reakcie.

Poslednú silovú dvojicu IV tvorí jedna reakcia R_4 na ramene $0,16\text{ m}$ veľkosti

$$R_4 = \frac{M_{sz}}{2 \cdot 0,16} \text{ [N]} \quad (101)$$

Pre zaistenie vplyvu tohto momentu, sa od každej pätky odpočíta práve štvrtina tejto reakcie.

Reakcie v pätkách pre smer osi x teda sú teda nasledovné:

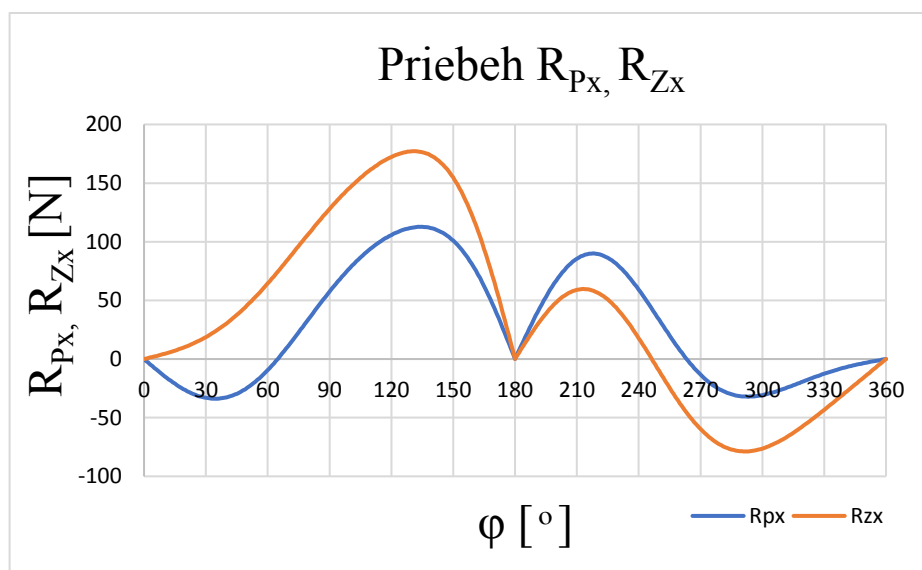
$$R_{LPx} = \frac{-F_{sx}}{4} + R_3 + R_4 = \frac{-F_{sx}}{4} + \frac{M_{sy}}{4 \cdot 0,22} + \frac{M_{sz}}{4 \cdot 0,16} \quad (102)$$

$$R_{LZx} = \frac{-F_{sx}}{4} - R_3 + R_4 = \frac{-F_{sx}}{4} - \frac{M_{sy}}{4 \cdot 0,22} + \frac{M_{sz}}{4 \cdot 0,16} \quad (103)$$

$$R_{PPx} = \frac{-F_{sx}}{4} + R_3 + R_4 = \frac{-F_{sx}}{4} + \frac{M_{sy}}{4 \cdot 0,22} + \frac{M_{sz}}{4 \cdot 0,16} \quad (104)$$

$$R_{PZx} = \frac{-F_{sx}}{4} - R_3 + R_4 = \frac{-F_{sx}}{4} - \frac{M_{sy}}{4 \cdot 0,22} + \frac{M_{sz}}{4 \cdot 0,16} \quad (105)$$

Z predchádzajúcich rovníc je zreteľné, že obe predné a obe zadné reakcie sú totožné. Preto stačí zakresliť iba tieto dve reakcie R_{Px}, R_{Zx} , ktoré budú reprezentovať postupne predné a zadné pätky.



Graf 18 – Priebeh reakcií v smere osi x na pätkách kompresoru

6 Optimalizácia

Po úspešnom spracovaní kompletnej analýzy mechanizmu kompresoru je možné prejsť k jeho optimalizácii. Za cieľové funkcie ovplyvňujúce vibrácie skrine kompresoru sú vybrané F_{sx} (zaťaženie skrine kompresoru vodorovnou silou), F_{sy} (zaťaženie skrine kompresoru zvislou silou), M_{sx}, M_{sy}, M_{sz} (zaťaženie skrine kompresoru momentami vzťahujúcimi sa k osiam x, y, z). Cieľom vyvažovania, resp. odstránenia nežiaducich vibrácií je zníženie týchto účinkov na čo najmenšiu možnú hodnotu. Za návrhové parametre sú zvolené D_{2yz} (deviačný moment kľukovej hriadele) a r_T (vzdialenosť ťažiska kľukovej hriadele od osi rotácie).

Vypočítané hodnoty návrhových parametrov a cieľových funkcií:

Návrhové parametre:

Tab. 3 – Návrhové parametre

$D_{2yz} = 0,004409 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$	$r_T = 0 \text{ [m]}$
--	-----------------------

Cieľové funkcie:

Tab. 4 – Cieľové funkcie

$F_{sxMAX} = 12,7 \text{ [N]}$	$F_{syMAX} = 684,3 \text{ [N]}$
$M_{sx} = -157,6 \text{ až } 161,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{sy} = -32,7 \text{ až } 20,7 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
$M_{sz} = -36,2 \text{ až } 94,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{scMAX} = 161,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

Poznámka: M_{scMAX} – je maximálna hodnota celkového momentu (výslednica M_{sx} a M_{sy}).

Musí byť vykonaná analýza citlivosti. Pri postupnom menení návrhových parametrov bude sledovaný ich vplyv na cieľové funkcie.

- $D_{2yz} = 0,005 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$, $r_T = 0 \text{ [m]}$ (bez zmeny)

Tab. 5 – Dosiahnuté hodnoty

$F_{sxMAX} = 12,7 \text{ [N]}$	$F_{syMAX} = 684,3 \text{ [N]}$
$M_{sx} = -164,7 \text{ až } 168,2 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{sy} = -39,3 \text{ až } 27,7 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
$M_{sz} = -36,2 \text{ až } 94,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{scMAX} = 168,2 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

- $D_{2yz} = 0,004409 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$ (bez zmeny), $r_T = 0,001 \text{ [m]}$

Tab. 6 – Dosiahnuté hodnoty

$F_{sxMAX} = 106,2 \text{ [N]}$	$F_{syMAX} = 686,9 \text{ [N]}$
$M_{sx} = -157,6 \text{ až } 161,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{sy} = -32,7 \text{ až } 20,7 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
$M_{sz} = -36,2 \text{ až } 94,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{scMAX} = 161,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

Z analýzy citlivosti sa dá ľahko postrehnúť, že kladná zmena deviačného momentu D_{2yz} neovplyvňuje zaťažujúce sily F_{sxMAX} , F_{syMAX} ani zaťažujúci moment M_{sz} . Naopak zvyšuje zaťažujúce momenty M_{sx} a M_{sy} , tým teda aj výsledný celkový moment M_{scMAX} .

Kladná zmena vzdialenosti ťažiska klukového hriadeľa od osi rotácie r_T zvyšuje zaťažujúcu silu F_{sxMAX} , minimálne, ale predsa aj zaťažujúcu silu F_{syMAX} , nemá vplyv na zaťažujúce momenty M_{sx} , M_{sy} , M_{sz} , teda ani na výsledný celkový moment M_{scMAX} . Zmenou vzdialenosti r_T nebolo dokázané zníženie výsledného vplyvu celkového momentu M_{scMAX} , tak je potrebné sa zamerať na zmenu deviačného momentu D_{2yz} .

Pre minimalizáciu cieľových funkcií je teda potrebné nájsť optimálnu hodnotu deviačného momentu D_{2yz} .

- $D_{2yz} = -0,0025 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$, $r_T = 0 \text{ [m]}$ (bez zmeny)

Tab. 7 – Dosiahnuté hodnoty

$F_{sxMAX} = 12,7 \text{ [N]}$	$F_{syMAX} = 684,3 \text{ [N]}$
$M_{sx} = -74,0 \text{ až } 77,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{sy} = -63,2 \text{ až } 52,7 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
$M_{sz} = -36,2 \text{ až } 94,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{scMAX} = 77,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

- $D_{2yz} = -0,0035 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$, $r_T = 0 \text{ [m]}$ (bez zmeny)

Tab. 8 – Dosiahnuté hodnoty

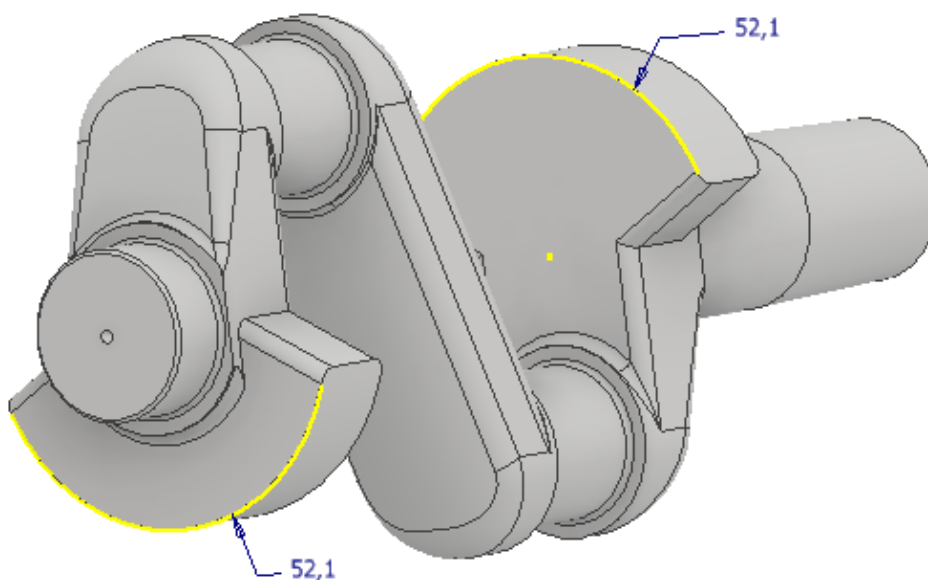
$F_{sxMAX} = 12,7 \text{ [N]}$	$F_{syMAX} = 684,3 \text{ [N]}$
$M_{sx} = -61,9 \text{ až } 65,4 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{sy} = -75,3 \text{ až } 64,8 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
$M_{sz} = -36,2 \text{ až } 94,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{scMAX} = 76,7 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

- $D_{2yz} = -0,00295 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$, $r_T = 0 \text{ [m]}$ (bez zmeny)

Tab. 9 – Dosiahnuté hodnoty

$F_{sxMAX} = 12,7 \text{ [N]}$	$F_{syMAX} = 684,3 \text{ [N]}$
$M_{sx} = -68,6 \text{ až } 72,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{sy} = -68,6 \text{ až } 58,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
$M_{sz} = -36,2 \text{ až } 94,5 \text{ [N}\cdot\text{m]}$	$M_{scMAX} = 72,2 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

Nájdená optimálna hodnota deviačného momentu je $D_{2yz} = -0,00295 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2]$. Zaťažujúci moment M_{scMAX} klesol z pôvodnej hodnoty $M_{scMAX} = 161,1 \text{ [N}\cdot\text{m]}$ na hodnotu $M_{scMAX} = 72,2 \text{ [N}\cdot\text{m]}$, čiže o 55 %.



Obr. 27 – Optimálna úprava kľukového hriadeľa¹⁰

Požadovanú zmenu deviačného momentu je možné dosiahnuť odobratím hmoty z II. a IV. kvadrantu, čiže z vývažkov (po oboch stranách). Optimálna úprava kľukového hriadeľa je docielená osústružením oboch vývažkov na hodnotu polomeru $r_o = 52,1 \text{ [mm]}$. Ani vŕtaním dier do vývažkov, ani ofrézovaním boku vývažkov nie je možné dosiahnuť požadovanú hodnotu deviačného momentu D_{2yz} .

Vyhodnotenie a záver

Komplexnou analýzou mechanizmu kompresoru bolo dokázané, že zmenou deviačného momentu kľukového hriadeľa na vypočítanú hodnotu dôjde k zníženiu účinku výsledného dynamického momentu, pôsobiaceho na skriňu kompresoru.

Tento dynamický moment bol znížený o 55 % oproti jeho pôvodnej hodnote.

Silové pôsobenie sa však nepodarilo znížiť. Dynamickú silu pôsobiacu na skriňu kompresoru je možné ovplyvniť znížením hmotnosti ojnice. Zo simulácie v programe Microsoft Excel bolo zistené, že i pri znížení hmotnosti ojnice o 50 % dochádza k zníženiu dynamickej sily iba o približne 13 %. V realite však nie je priestor pre tento typ optimalizácie.

Pre skutočný vplyv silového pôsobenia na vibrácie kompresoru by bolo nevyhnutné vykonať meranie prevádzkového tvaru kmitania kompresoru. Vďaka informáciám z merania by následne bolo možné určiť postup, ktorým by sa dosiahlo zníženie nielen momentového, ale aj silového pôsobenia na skriňu kompresoru.

Požadovaná zmena deviačného momentu kľukového hriadeľa bola dosiahnutá ubratím materiálu na strane vývažkov, konkrétne ich ofrézovaním na zistenú hodnotu polomeru. Bola navrhnutá optimálna úprava kľukového hriadeľa kompresoru.

Zoznam použitej literatúry

- [1] BROUSIL, Jaromír. *Dynamika*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00164-1.
- [2] JULIŠ, Karel, Bohumil FRYML a Vladimír BORŮVKA. *Základy dynamického vyvažování*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979. Řada strojírenské literatury.
- [3] PODEŠVA, Jiří. *Základy mechaniky*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, [2008]. ISBN 978-80-248-1519-0.
- [4] [online]. Copyright © [cit. 08.05.2019]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Aplikovana_mechanika_02_prednaska.pdf
- [5] www.uh.cz [online]. Copyright © [cit. 08.05.2019]. Dostupné z: <http://www.uh.cz/szesgsm/files/sblizovani/pdf/vyvazovani.pdf>
- [6] Kompresory EsoAir - Slovenské skrutkové a piestové kompresory. *Kompresory EsoAir - Slovenské skrutkové a piestové kompresory* [online]. Dostupné z: <https://www.kompresory-esoair.sk/>
- [7] Teória o kompresoroch a stlačenom vzduchu. Výpočty, grafy, tabuľky, zákony na Kompresory info .. *Kompresory info . Informácie zo sveta kompresorov. Čo je nové v oblasti výroby stlačeného vzduchu. Čo je nové v oblasti úpravy stlačeného vzduchu /filtrácia, sušenie, separácia kondenzátu/. Čo je nové v pneumatických systémoch. Merania tlakový rosný bod*, [online]. Dostupné z: <https://www.kompresory-info.sk/teoria/kompresory>
- [8] Atmos - výrobce kompresorů. [online]. Copyright ©2008 K2N way s.r.o. [cit. 08.05.2019]. Dostupné z: <https://www.atmos-chrast.cz/cz/>
- [9] Home - Orlik - kompresory. [online]. Dostupné z: <https://www.orlik.cz/sk/>
- [10] AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL. *Autodesk Inventor Professional 2019* [software]. [prístup 25. septembra 2018]. Dostupné z: <https://www.autodesk.cz/>
- [11] [online]. Copyright © [cit. 09.05.2019]. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/Aplikovana_mechanika_08_prednaska.pdf

- [12] KADLEC, Zdeněk. *Termomechanika: návody do cvičení*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1736-1. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [13] *Mário Lenčes* [online]. Copyright ©v [cit. 09.05.2019]. Dostupné z: [http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BB02-Aplikovana%20fyzika/BB02-Aplikovana_fyzika_\(A,K\)--M02-Termodynamika.pdf](http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BB02-Aplikovana%20fyzika/BB02-Aplikovana_fyzika_(A,K)--M02-Termodynamika.pdf)
- [14] PEREJDA Michal, *Technika kompresorů pro chladicí zařízení*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011, 56 s., 13 příloh, Vedúci práce: doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.